Curs 7

6.1.5. Analiza cinematica a TSPB

- **Miscarea bilei**

Pentru efectuarea analizei teoretice asupra cinematicii si dinamicii **TSPB** se introduc sase ***sisteme de coordonate*** fata de care se studiaza miscarea celor trei elemente constructive - surubul, bilele si piulita - si comportarea contactului lor (fig. 1):

- doua sisteme *legate de surub*:

(1) sistemul de coordonate *inertial* - *Ox'y'z'* - in care: axa *z'* coincide cu axa surubului, (*xOy*) este planul sectiunii transversale, iar versorii axelor formeaza matricea **X'** = $[i' \quad j' \quad k']^T$;

(2) sistemul de coordonate *rotitor* (se roteste cu aceeasi viteza unghiulara ω ca surubul) - *Oxyz* - in care: z este axa surubului, (*xOy*) determina planul sectiunii transversale, Ω desemneaza deplasarea unghiulara fata de sistemul inertial, iar versorii axelor formeaza matricea **X** = $[i \quad j \quad k]^T$;

- doua sisteme *legate de bila*:

(3) sistemul de coordonate *Frenet* - *O'tnb* - aplicat in centrul bilei care se deplaseaza de-a lungul traiectoriei elicoidale;

(4) sistemul de coordonate *de spin* - *O'uvw* - in care axa u coincide cu axa miscarii de spin a unei bile;

- doua sisteme *legate de contactele* cu caile de rulare, localizarea punctelor de contact *S*, respectiv *P* in plan normal fiind reprezentata in fig. 2:

(5) *bila-surub* - sistemul de coordonate $Sx_S y_S z_S$ - cu $(x_S y_S)$ planul elipsei interioare de contact si axa z_s dupa normala comuna la cele doua corpuri in contact orientata dinspre bila spre surub;

(6) *bila-piulita* - sistemul de coordonate $Px_p y_p z_p$ - cu $\left(x_p y_p\right)$ formand planul elipsei exterioare de contact si axa z_p dupa normala comuna la cele doua corpuri in contact orientata dinspre piulita spre bila.

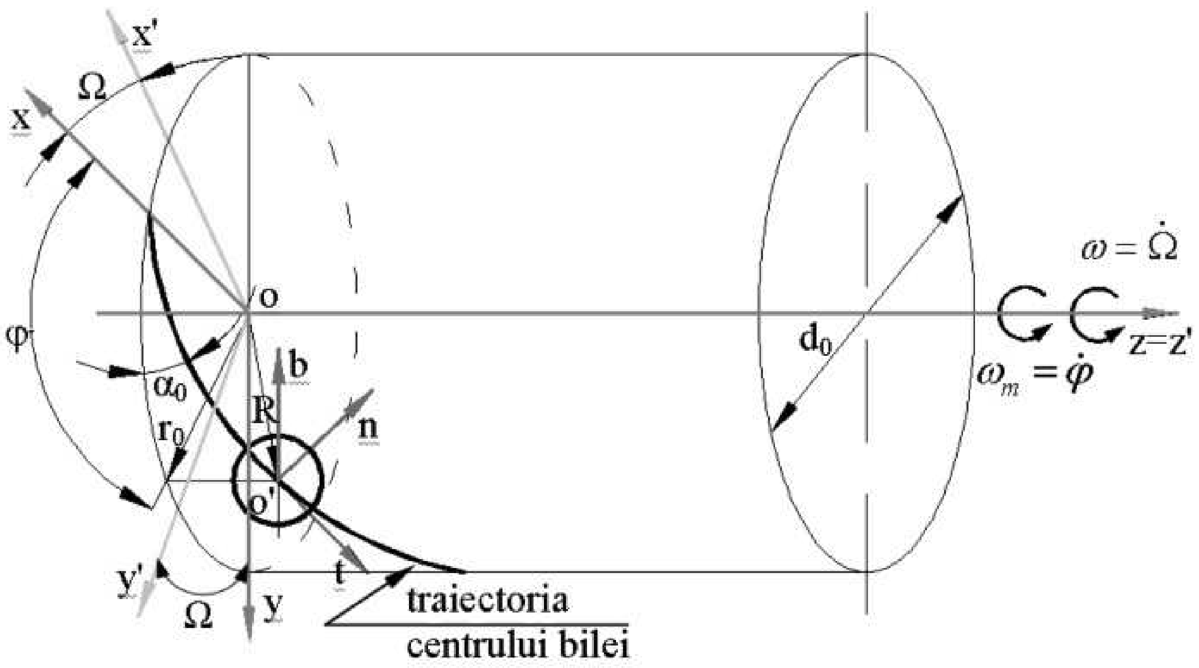


Fig. 1

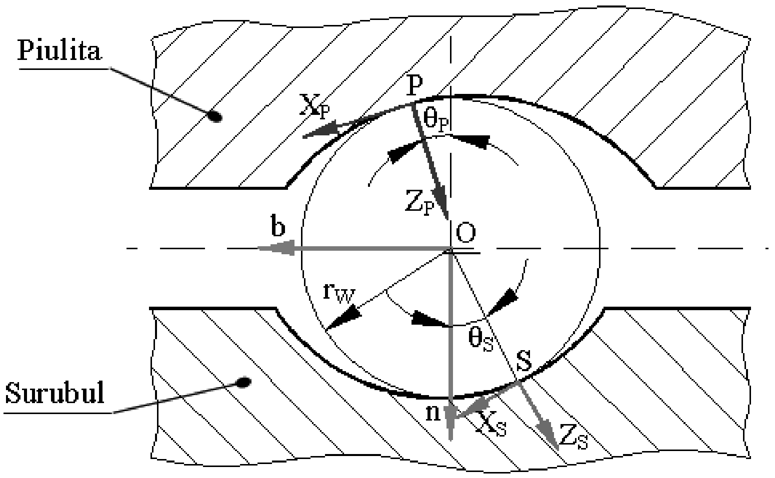


Fig. 2

Stabilirea pozitiei punctelor de contact intre piulita si bila, respectiv bila si surub, se realizeaza cu ajutorul unghiului de contact θ definit intre vectorul normal unitar si vectorul de contact (orientat dinspre centrul bilei catre punctul de contact) ca in fig. 2, din care se observa ca in timpul functionarii **TSPB** unghiul $\theta_S > \theta_P$.

Presupunand ca punctele de contact nu se afla in planul normal central, deoarece bilele sunt sferice, sunt necesare numai doua unghiuri pentru definirea pozitiei punctului de contact pe o bila: β_W si Ψ din planul normal central. Exemplificand pentru punctul de contact *S* cu surubul, vectorul de pozitie poate fi exprimat din geometrie ca:

$$\mathbf{R}_{SO'} = \begin{bmatrix} -r_W \cdot S_\Psi & r_W \cdot C_\Psi C_{\theta_s} & r_W \cdot C_\Psi S_{\theta_s} \end{bmatrix} \cdot \mathbf{Y} \tag{1}$$

Se obtine ***viteza de alunecare*** a punctului de contact cu surubul $\mathbf{V}_{aS}$, care daca se introduce in conditia de contact, rezulta egalitatea:

$$\mathbf{R}_{SO'} \cdot \mathbf{V}_{aS} = -r_W \cdot d \cdot \dot{\varphi} \cdot S_\Psi = 0 \tag{2}$$

care este indeplinita numai cand unghiul de echilibrare Ψ este zero, cu alte cuvinte toate punctele de contact trebuie sa se afle in planul normal.

Se considera descompunerea vitezei de alunecare in doua componente: una in planul normal central si cealalta in lungul directiei tangentiale a sistemului de coordonate Frenet a traiectoriei centrului bilei.

Studii mai recente (Lin, s.a. 1994) au stabilit cele trei *componente ale vitezelor unghiulare ale centrului bilei* in functie de unghiurile β si β' ale miscarii giroscopice prin urmatoarele relatii:

$$\omega_t = \omega_s \cdot \cos\beta \cdot \sin\beta' \tag{3}$$

$$\omega_b = -\omega_s \cdot \cos\beta \cdot \cos\beta' \tag{4}$$

$$\omega_n = -\omega_s \cdot \sin\beta \tag{5}$$

in care ω_s este viteza unghiulara de spin a unei bile.

Alunecarea are loc pe cele doua arii de contact ale unei bile in sistemul **TSPB,** redata in fig. 3.

In punctul de contact dintre bila si surub apar *componentele vitezelor liniare* in directiile axelor *b* si *n* descrise de relatiile:

- pentru surub:

$$V_{ab} = -\omega \cdot r_W \cdot \sin\theta_S \cdot \sin\alpha_0 \tag{6}$$

$$V_{an} = -\omega (r_0 - r_W \cdot \cos\theta_S) \sin\alpha_0 \tag{7}$$

- pentru bila:

$$V_{Wb} = -r_W \cdot \omega_t \cdot \sin\theta_S \tag{8}$$

$$V_{Wn} = -r_0 \cdot \omega \cdot \sin\alpha_0 + r_W \cdot \omega_t \cdot \cos\theta_S \tag{9}$$

Deoarece, in aplicatiile practice surubul este elementul conducator si bila este condusa, componenta vitezei create pe surub este, teoretic, mai mare dacat cea creata pe bila in ambele directii *b, n* daca exista o alunecare intre aceste doua suprafete. Astfel:

$$V_{ab} > V_{Wb} \;;\quad V_{an} > V_{Wn} \tag{10}$$

Simplificand termenii care apar inlocuind relatiile (6) si (7) in cele doua inegalitati (10) se obtine:

$$\omega \cdot \sin \alpha_0 > \omega_t \qquad (11)$$

pentru cazul cand se ia in considerare alunecarea valoarea lui ω_t este aparent mai mica decat cea din cazul cand se presupune ca nu exista alunecare (conditia: $\omega_t = \omega \cdot \sin \alpha_0$).

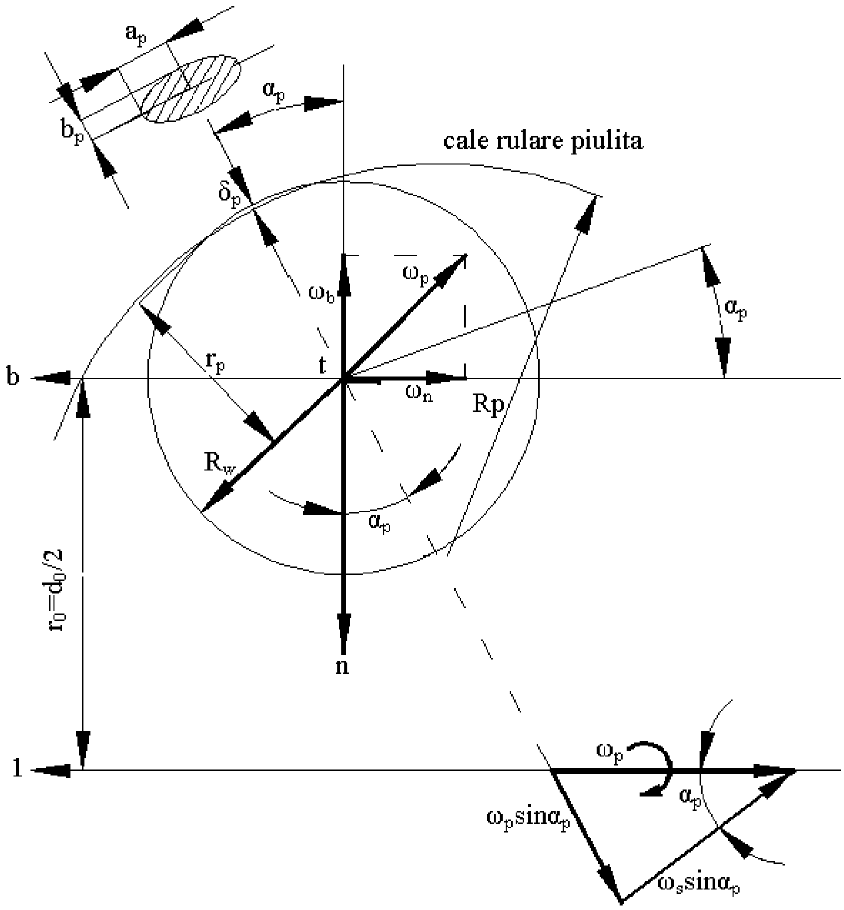


Fig. 3

Similar exista un punct pe aria de contact formata intre bila si surub ca in fig. 4, in care exista rostogolire pura, rezultanta vitezelor unghiulare a surubului rotitor fata de bila fiind ω_S .

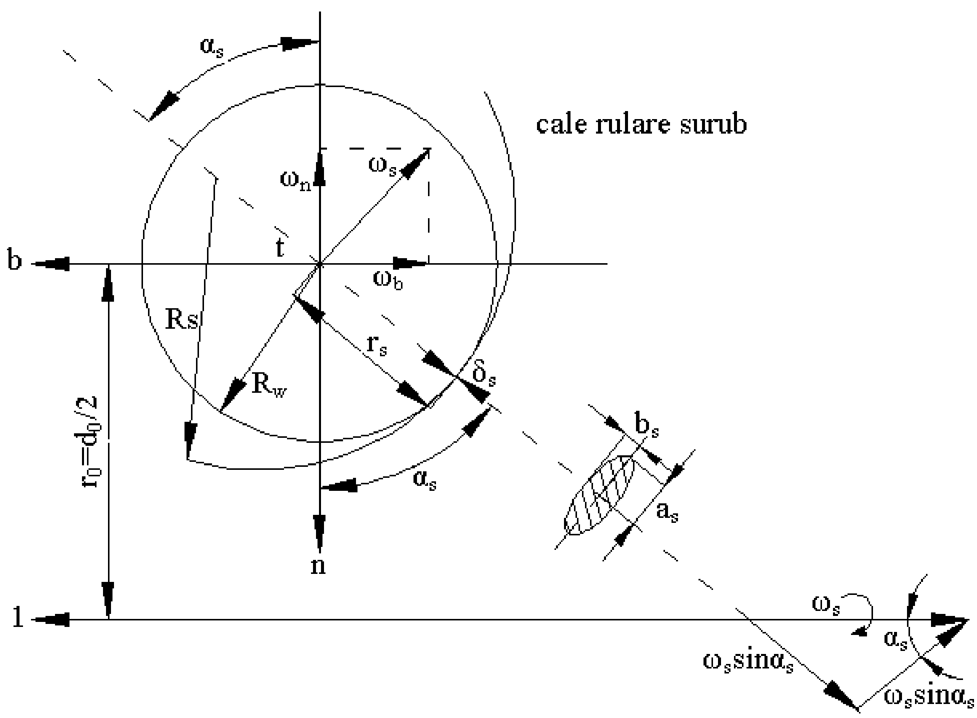


Fig. 4

6.1.6. Forţe şi momente în cupla elicoidală cu rostogolire

Studiul dinamicii transmisiei şurub-piuliţă cu bile se realizează utilizând aceleaşi sisteme de coordonate ataşate mişcării elementelor constructive ca în cazul analizei cinematice (fig. 1 şi 2).

• Distribuţia forţelor în cupla elicoidală cu rostogolire

În cazul cel mai frecvent de funcţionare, transmisia şurub-piuliţă cu bile este solicitată de o *forţă exterioară* axială F care se transmite între elementele constructive ale cuplei elicoidale cu rostogolire prin contactele punctiforme multiple dintre corpurile şi căile de rulare care au suprafeţe spaţiale complexe. Fig. 6.16 reprezintă dispunerea forţei normale F_n într-un punct de contact oarecare între corpul de rostogolire şi calea de rulare de pe suprafaţa şurubului, orientată pe direcţia liniei de contact între elementele constructive ale cuplei elicoidale definită prin unghiul de contact liber θ. Această forţă, care se transmite între şurub şi piuliţă prin intermediul bilelor de diametru D_W , se descompune în trei componente care formează un triedru drept:

- ***forţa axială*** F_a - orientată pe direcţia normalei la spira filetului;
- ***forţa tangenţială*** F_t - orientată pe direcţia spirei filetului;
- ***forţa radială*** F_r - orientată pe direcţia razei faţă de axa de rotaţie a cuplei elicoidale.

Teoretic, la transmisia elicoidală cu rostogolire nepretensionată se consideră că sarcina exterioară se repartizează uniform pe cele z_c contacte (bile de calcul) şi la rotaţia şurubului bilele se rotesc cu aceeaşi viteză unghiulară, ceea ce permite determinarea componentelor forţei care solicită elementele constructive impunând condiţiile de echilibru static.

La transmisia şurub-piuliţă cu profil semicircular cu contact în două puncte se obţin relaţiile de calcul ale forţelor:

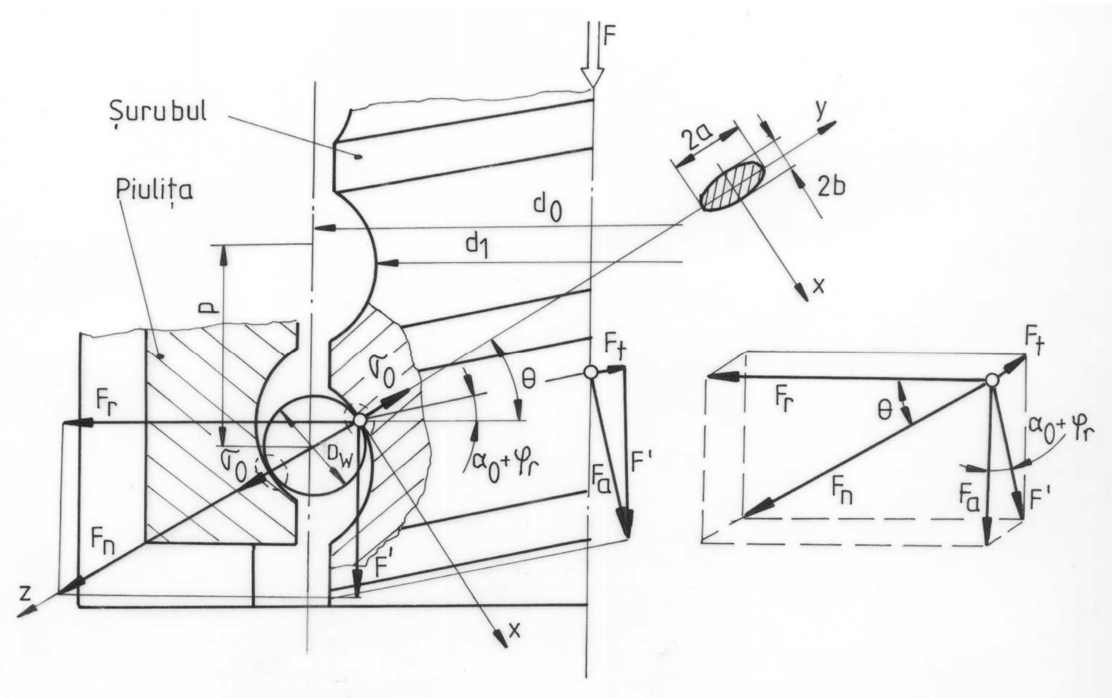


Fig. 5 Distribuţia forţelor în **TSPB**

$$F_a = F / z_c \quad (12\text{ a})$$

$$F_t = F_a \cdot tg(\alpha_0 + \varphi_r) \quad (12\text{ b})$$

$$F_r = \frac{F'}{tg\theta} = \frac{F_a}{\cos(\alpha_0 + \varphi_r) \cdot tg\theta} \quad (12\text{ c})$$

$$F_n = \frac{F'}{\sin\theta} = \frac{F_a}{\cos(\alpha_0 + \varphi_r) \cdot \sin\theta} \quad (12\text{ d})$$

în care: φ_r este *unghiul de frecare de rostogolire* (prin care se iau în considerare şi pierderile de putere datorate fenomenului de frecare dintre corpurile de rostogolire şi căile de rulare în cupla elicoidală) se stabileşte cu relația:

$$\varphi_r = arctg\left(\frac{\mu_r}{r_W \cdot \sin\theta}\right) \tag{13}$$

unde: μ_r este coeficientul de frecare de rostogolire, cu valori determinate experimental: ***0,008...0,01*** mm (pentru bile din oțel călit care se rostogolesc pe căi de rulare cu rugozitatea medie de 0,2 µm) sau ***0,05...0,08*** mm (dacă bilele rulează pe suprafețe din oțel necălit).

Se observă ca unghiul de frecare este dependent de diametrul bilei ($r_W = D_W / 2$) şi de unghiul de contact θ. La transmisiile fără pretensionare unghiul de frecare are valori foarte mici, astfel încât condiția de autofrânare $\varphi_r \geq \alpha_0$ nu este îndeplinită.

Sub acțiunea forței normale F_n, bilele şi căile de rulare ale şurubului şi piuliței sunt supuse unei solicitări de contact punctual care determină o stare de tensiuni spațială, pusă în evidență de teoria contactului elastic între suprafețe de către H. Hertz (1881). Deoarece ***domeniul*** real ***de contact***, interior (bilă-şurub) şi exterior (bilă-piuliță), are forma unei *elipse* cu *semiaxele a* şi *b*, ***tensiunea*** repartizată elipsoidal cu valoare ***maximă*** σ_0 în centrul elipsei de contact şi ***deformația*** δ pe direcția normalei în punctul de contact se pot determina prin calcul folosind relațiile obținute prin particularizarea soluției lui Hertz pentru tensiunea locală şi deformația corpurilor aflate în contact elastic, având următoarele expresii:

$$\sigma_0 = \left[1.32 - 3.49 \cdot \frac{(R - r_W)(r_0 - r_W C_\theta)}{R \cdot r_0}\right]^2 \cdot \left[F_n \cdot E'^2 \cdot \left(\frac{R - r}{R \cdot r}\right)^2\right]^{1/3} = \sigma^* \cdot \left[F_n \cdot (E' \cdot \sum\rho)^2\right]^{1/3} \tag{14 a}$$

$$a = \left[1.32 - 0.98 \cdot \frac{(R-r)\cdot(r_0 - r\cdot\cos\theta}{R\cdot r_0}\right]^2 \cdot \left[\frac{F_n}{E'} \cdot \left(\frac{R\cdot r}{R-r}\right)\right]^{1/3} = a^* \cdot \left[\frac{F_n}{E' \cdot \sum\rho}\right]^{1/3} \tag{14 b}$$

$$\delta = \left[1.41 - 171 \cdot \frac{(R-r)\cdot(r_0 - r\cdot\cos\theta)}{R\cdot r_0}\right]^2 \cdot \left[\left(\frac{F_n}{E'}\right)^2 \cdot \frac{R-r}{R\cdot r}\right]^{1/3} = \delta^* \cdot \left[\left(\frac{F_n}{E'}\right)^2 \cdot \sum\rho\right]^{1/3} \tag{14 c}$$

în care: E' reprezintă modulul de elasticitate echivalent, dat de relația:

$$\frac{2}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \tag{15}$$

unde: ν_1, ν_2 - coeficienții Poisson; E_1, E_2 - modulele de elasticitate longitudinale pentru materialele suprafețelor; $\sum\rho$ - suma curburilor suprafețelor în punctul de contact (bilă-cale de rulare) :

$$\sum\rho = \rho_1 + \rho_2 = \frac{1}{r} - \frac{1}{R} = \frac{R-r}{R\cdot r} \tag{16}$$

6.1.7. Randamentul transmisiei surub-piulita cu bile

Se utilizeaza mai multe metode de calcul al randamentului cuplei elicoidale.

- **Metoda simplificata** consta in determinarea randamentului numai in functie de miscarea elementelor constructive ale transmisiei :

- surub conducator cu miscare de rotatie - piulita de translatie
(**TSPB** transforma momentul de torsiune in forta liniara):

$$\eta_1 = \frac{tg\alpha_0}{tg(\alpha_0 + \varphi_r)} \tag{17}$$

- ***piulita conducatoare cu miscare de translatie - surub de rotatie*** (**TSPB** transforma forta in moment de torsiune):

$$\eta_2 = \frac{tg(\alpha_0 - \varphi_r)}{tg\alpha_0} \tag{18}$$

• **Metoda cvasistatica** - evaluarea randamentului **TSPB** se face neglijand fortele dinamice cu considerarea numai a rezistentei la rostogolire in punctele de contact bila-surub si bila-piulita, fara alunecare intre elemente si fara deformatii elastice.

In acest caz, unghiul de frecare φ_r este folosit pentru a reprezenta energia disipata datorita frecarii de rostogolire intre suprafetele in contact cu un coeficient μ_r si poate fi exprimat in functie de unghiurile de contact ($\theta_S = \theta_P = \theta$) si raza bilei r_W.

- *surub conducator*:

$$\eta_1 = 1 - \frac{\mu \cdot a + tg\varphi_r / (\cos\alpha_0 \cdot \sin\alpha_0)}{\sin\theta + \mu(a - \cos\theta) + tg\varphi_r / tg\alpha_0} \tag{19}$$

- *piulita conducatoare*:

$$\eta_2 = 1 - \frac{\mu(a - 2\cos\theta) + tg\varphi_r / (\cos\alpha_0 \cdot \sin\alpha_0)}{\sin\theta + \mu(a + \cos\theta) + tg\varphi_r / tg\alpha_0} \tag{20}$$

in care: μ - coeficientul Coulomb de frecare in punctele de contact;

$a = r_W / r_0$.

• **Metoda exacta** - considera sarcinile dinamice (prin dependenta de timp a momentului de intrare), o cinematica corespunzatoare caracterizata prin aparitia alunecarii in cel putin un punct de contact intre elementele constructive ale **TSPB** , tensiunile si deformatiile elastice de contact pentru fiecare din cele doua cazuri (a, b).

Definirea randamentului se face prin raportul:

$$\eta = \frac{M_{iesire}}{M_{intrare}} \tag{21}$$

- ***Transformarea miscarii de rotatie in translatie***

Considerand starea de regim permanent pentru miscarea bilei, se scriu ecuatiile Newton-Euler pentru miscarea centrului bilei fata de cele trei sisteme de coordonate stabilite la cinematica **TSPB** - *Ox'y'z'*, *Oxyz* si *O'tnb* (vezi fig. 1). Impunand stabilirea echilibrului static pe surub si piulita se obtin urmatoarele expresii care pot fi folosite pentru a lega momentul de torsiune aplicat surubului (sau piulitei) de sarcina axiala care actioneaza asupra piulitei (sau surubului):

$$M = ({}^{r}\mathbf{R}_i \times \mathbf{F}_i + {}^{r}\mathbf{R}_{i'} \times \mathbf{F}_{i'}) \cdot \mathbf{k}$$

$$(\mathbf{F}_i + \mathbf{F}_{i'}) \cdot \mathbf{k} \tag{22}$$

unde: ${}^{r}\mathbf{R}_i$ **-** vectorul de pozitie al punctului i fata de sistemul cartezian de coordonate rotitor odata cu surubul (sau piulita);

$\mathbf{F}_i$ - vectorul forta aplicata pe bila in punctul de contact *i.*

$$\eta = \frac{\sin\theta - \mu(\cos\theta\cos\psi_P + \sin\psi_P tg\alpha_0)}{\sin\theta + \mu[\cos\psi_S(a - \cos\theta) + \sin\psi_S(1 - a\cos\theta)/tg\alpha_0]} \tag{23}$$

- ***Transformarea miscarii din translatie in rotatie***

Folosind o procedura similara ca cea de mai sus, se obtine randamentul cu relatia:

$$\eta = 1 - \frac{\mu}{\cos^2\alpha_0\left[\sin\theta\sqrt{\cos^2\theta + tg^2\alpha_0} + \mu\left(\cos^2\theta + tg^2\alpha_0\right)\right]} \tag{24}$$

din care este usor sa se dezvolte relatii intre randament si unghiul de contact si unghiul elicei.

Variatia randamentului unei TSPB este reprezentata in fig. 6, 7, 8, 9, 10, 11 in cazul modelului cvasistatic si a celui imbunatatit.

Factori de influență asupra randamentului TSPB

• ***Viteza de rotație a şurubului*** - influențează randamentul stabilit cu ambele modele de calcul, în sensul scăderii acestuia odată cu creşterea vitezei ca în fig. 6.

• ***Forța axială F_a aplicată piuliței*** - cu valori crescătoare poate induce valori mai mari pentru ambele momente de ieşire şi de intrare ce reprezintă numărătorul, respectiv numitorul relației (21) a unei **TSPB**. Deoarece măsura creşterii liniare a momentului de ieşire este evident mai mare decât momentul de intrare, creşterea sarcinii aplicate piuliței poate determina creşterea valorii randamentului (fig. 6).

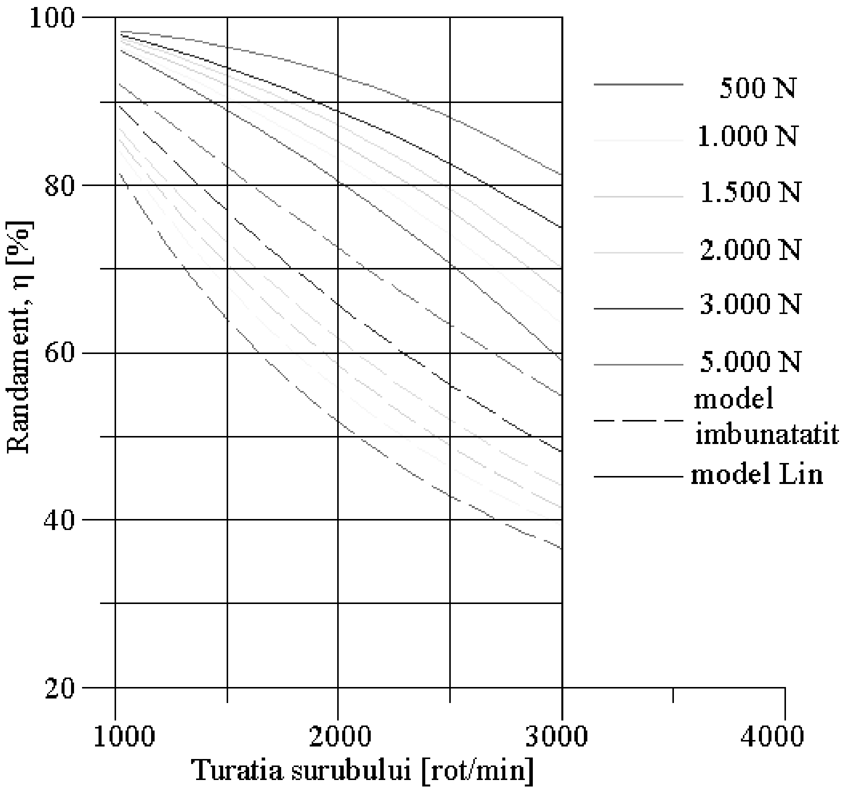


Fig. 6

• ***Unghiul de alunecare în punctul de contact şurub-bilă ψ_S***

În fig. 8 este reprezentată variația randamentului ținând seama de unghiul de alunecare în punctul de contact şurub-bilă ψ_S folosind următoarele valori pentru parametri: $a = 0.1$ şi $\alpha_0 = 10^0$. Curba arată că frecarea în lungul direcției tangențiale disipă mai multă energie decât cea din planul normal, altfel spus componenta forței de frecare în direcție tangențială joacă un rol mai important - din punctul de vedere al randamentului - decât componenta din plan normal. Astfel, limitele mai ridicată şi mai coborâtă ale randamentului η sunt la $\psi_S = 0^0$ (plan normal), respectiv $\psi_S = 90^0$ (direcția tangențială).

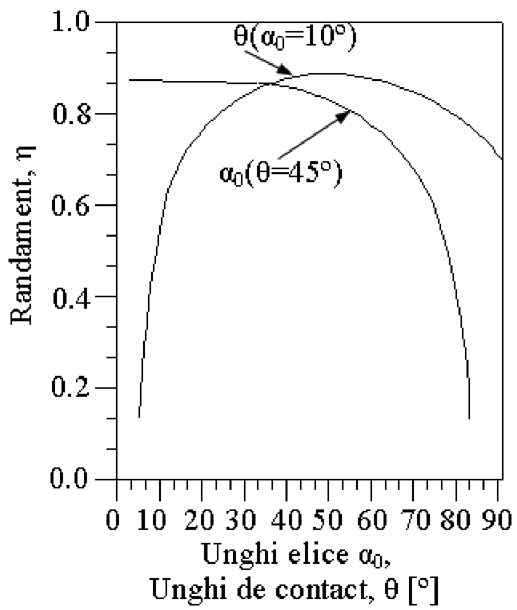


Fig. 7

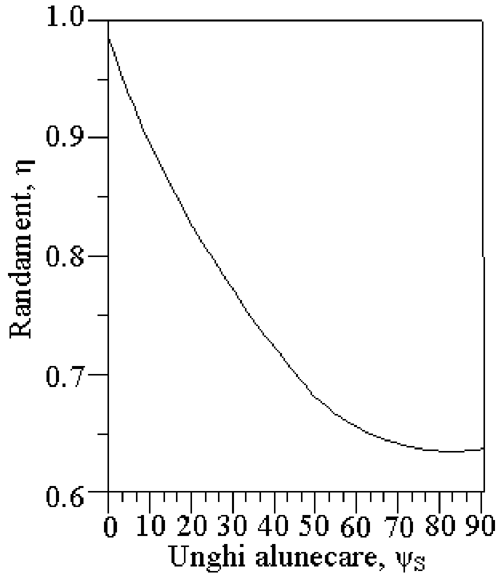


Fig. 8

De asemenea, presupunând că o forță axială $F_a = 2113$ N se opune mişcării piuliței, în fig. 9 este repezentarea sarcinilor normale ca o funcție de unghiul de contact.

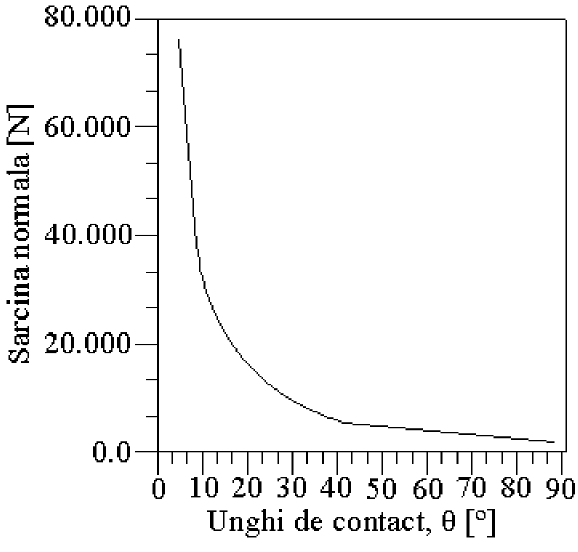


Fig. 9

• ***Unghiul de înfăşurare a elicei*** α_0 pe suprafața şurubului - fig. 10 - după modelul Lin [ ] - influențează puțin, deoarece valoarea $\cos\alpha_0$ de la numitorul ecuației (23) este foarte apropiată de 1, chiar dacă $\alpha_0 > 10^0$, randamentul **TSPB** este aproape independent de mărimea unghiului elicei (reprezentarea cu linii continue);

-după modelul îmbunătățit (2003) - randamentul creşte semnificativ prin creşterea unghiului elicei şurubului cu bile (curbele trasate cu linie punctată).

• ***Unghiul de contact*** θ - format pentru diferite condiții de funcționare şi unghiuri ale elicei şurubului sunt arătate în fig. 11. La creşterea uşoară a unghiului elicei va creşte unghiul de contact format cu şurubul şi scade uşor unghiul de contact format cu piulița.

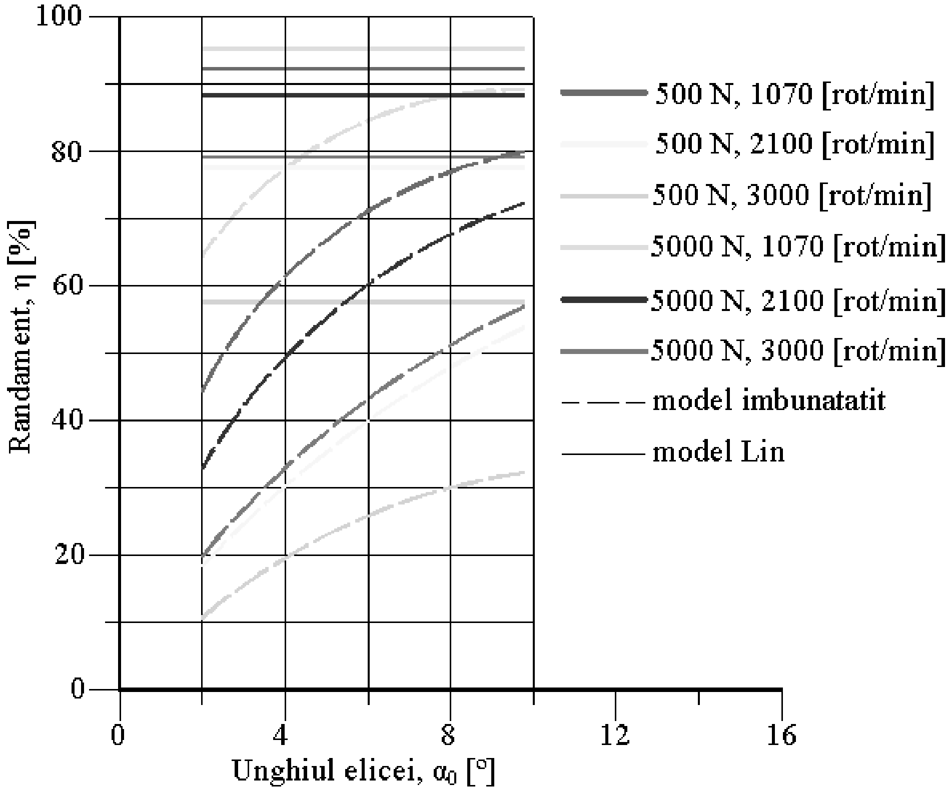


Fig. 10

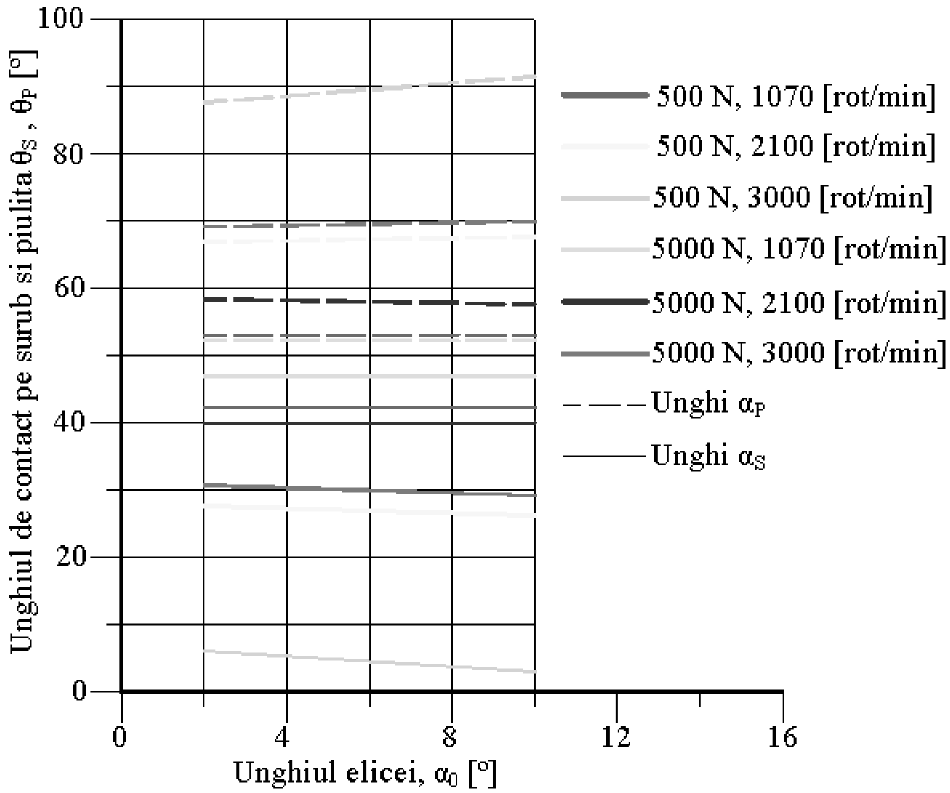


Fig. 11

Randamentul **TSPB**, evaluat pe baza celor două modele de calcul, este complet diferit, în special pentru funcționarea la viteze mari de rotație a şurubului, datorită unor simplificări şi ipoteze făcute în studiul teoretic realizat de Lin

6.1.8. Reglarea jocurilor şi pretensionarea TSPB

Jocul axial S_a este valoarea deplasării axiale totală între corpul piuliței şi arborele filetat, iar **jocul radial** S_r este valoarea deplasării radiale între bilă-piuliță şi bilă-şurub, reprezentate în fig. 12.

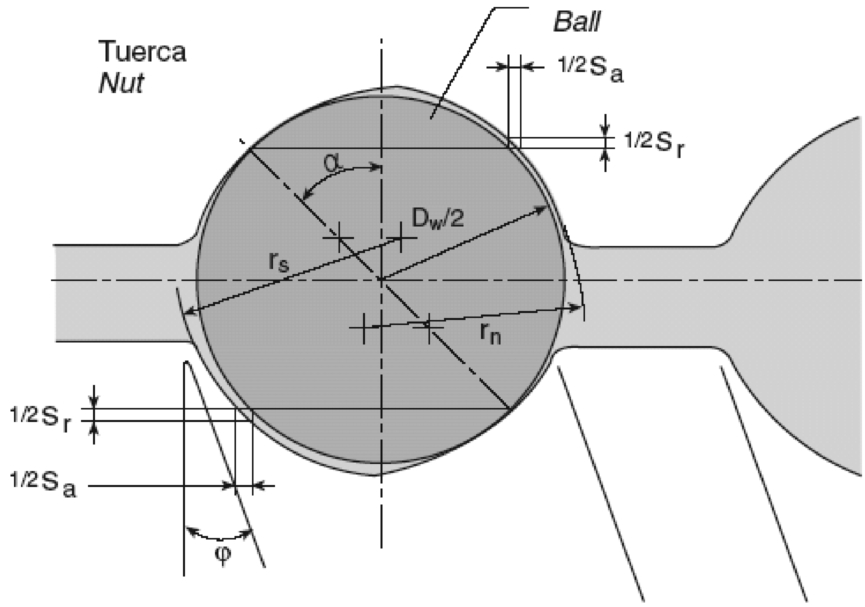


Fig.12 Jocul axial si radial in **TSPB**

TSPB sunt în mod normal pretensionate în scopul eliminării jocului axial, creşterii rigidității globale a sistemului bilă-piuliță şi pentru îmbunătățirea preciziei de poziționare. Pretensionarea trebuie făcută cu grijă, deoarece dacă este prea mare poate duce la o creştere a momentului condus al sistemului, care ar însemna o reducere a durabilității în funcționare şi o creştere a temperaturii.

Datorita abaterilor de executie, de montaj si celor aparute in functionare, in cuplele elicoidale cu rostogolire pot aparea jocuri axiale si radiale, determinate de uzarea elementelor constructive componente, care in timpul exploatarii se maresc si conduc la scaderea preciziei si functionarea necorespunzatoare a transmisiei surub-piulita cu bile.

De obicei ***jocurile radiale*** sunt preluate de cupla de translatie atasata piulitei (ex. ghidajul).

Conditia de realizare a abaterii maxime admisibile Δl_{max} la parcurgerea cursei l este data de relatia:

$$\Sigma \frac{\Delta p}{l} + j_a \leq \frac{\Delta l_{\max}}{l} \tag{25}$$

in care: $\Sigma\, \Delta p/l$ - eroarea cumulata de pas pe lungimea l ;

j_a - jocul axial din cupla elicoidala, specificat in cataloagele firmelor producatoare pentru transmisiile de uz general, tipizate si fara reglare.

Transmisia surub-piulita cu bile nu poate fi realizata pentru asigurarea eliminarii complete a jocurilor. Pentru obtinerea unor jocuri minime la inversarea sensului miscarii si rigiditate globala ridicata transmisia elicoidala cu elemente de rostogolire trebuie sa fie preincarcata.

Jocul axial este preluat in interiorul cuplei, prin mentinerea in permananta a contactelor dintre corpurile de rostogolire, atat la mersul in gol cat si sub sarcina, prin urmatoarele **solutii**:

- montarea cu strangere (pretensionare) a bilelor intre caile de rulare ale piulitei si surubului : prin prelucrarea caii de rulare a piulitei cu doua zone marginale cu pasul p , separate de o zona cu pasul marit $p + \Delta p$ - fig. 13;

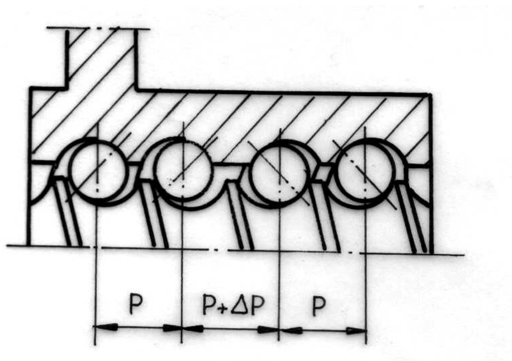
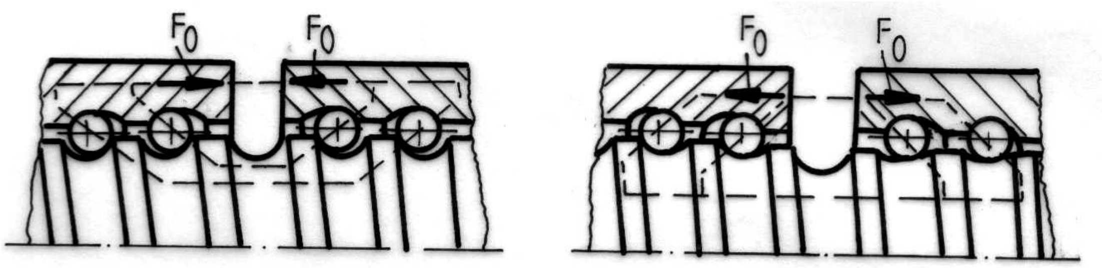


Fig. 13 - Pretensionarea interna

- realizarea cuplei elicoidale cu doua piulite pretensionate cu o forta F_p prin:
  - apropierea (impingerea) piulitelor, montaj in "X" - fig. 14, a;
  - departarea piulitelor (folosind inele distantiere de preincarcare), montaj in "O" - fig. 14, b.

Piulitele unice se preincarca printr-un dispozitiv axial, la care bilele active se deplaseaza pe o distanta Δl.

.

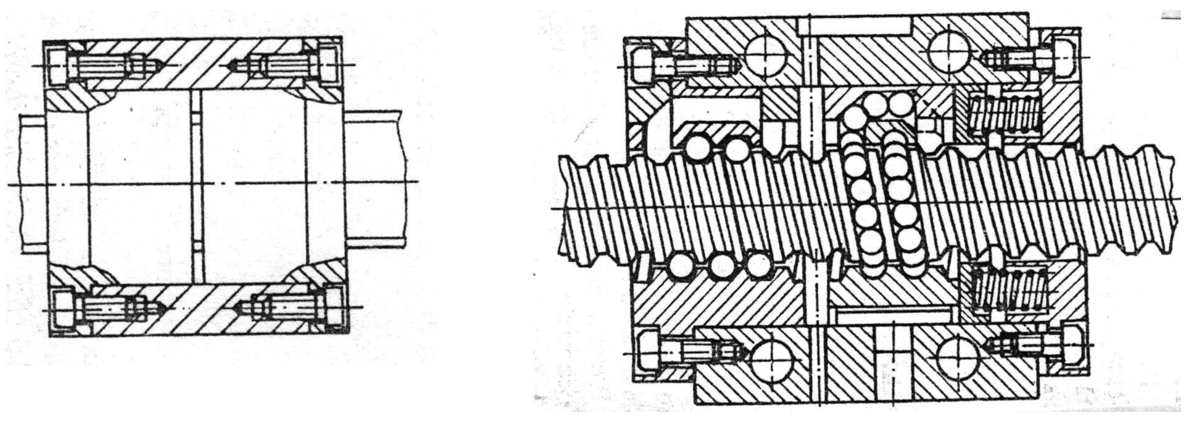


a **b**

Fig. 14 Sisteme de pretensionare a piulitei transmisiei elicoidale

Reglarea in vederea preluarii jocurilor si ***realizarea unei forte de pretensionare*** impuse se face:

- periodic (intermitent): reglarea manuala, la montaj sau de cate ori este necesar, asupra dispozitivului de generare a fortei interne de pretensionare - fig. 15, a;
- permanent : reglarea automata, obtinerea fortei de pretensionare se face prin deformarea unor elemente elastice (arcuri) din componenta subansamblului piulitei - fig. 15, b.



a **b**

Fig. 15 - Pretensionarea externa a piulitelor transmisiei elicoidale

Pretensionarea asigura doar anularea jocurilor axiale, valoarea fortei de preincarcare a piulitelor fiind mica fata de sarcinile exterioare (relatiile 6.); practic pentru calculul piulitei se ia in considerare sarcina exterioara F , fiecare piulita preluind sarcina unuia din sensurile de incarcare.

6.1.9. Sisteme de rezemare a suruburilor transmisiei elicoidale cu rostogolire

Lagarele surubului reprezinta alte elemente importante ale transmisiei elicoidale cu rostogolire, cu functia de a asigura, simultan, pozitia pe directie radiala si de a prelua forta pe directie axiala, cu mentinerea deformatiei si deplasarii surubului in limite admisibile. Astfel, *cerintele principale* ale lagarelor transmisiei surub-piulita cu bile sunt :

- capacitate de incarcare axiala ridicata ;
- rigiditate mare ;
- joc axial redus ;
- frecare mica in rulmenti ;
- turatii ridicate ;
- comportare buna la vibratii.

Aceste criterii individuale au importanta diferita in functie de aplicatia in care se utilizeaza transmisia surub-piulita cu elemente de rostogolire (ex.: rigiditatea lagarelor are rol principal la masinile in care se dezvolta forte mari ; frecarea la lagarele pretensionate constituie criteriul principal pentru masinile cu incarcare redusa si care functioneaza la turatii ridicate).

In cele mai multe aplicatii, lagarele surubului cu bile sunt realizate cu **rulmenti**, iar rezemarea se efectueaza pe doua lagare cu una din *schemele de lagaruire* diferite in functie de incarcare :

- *lagar conducator* - *lagar liber*: preluarea fortelor axiale se face de catre un lagar, in ambele sensuri (fig. 16, a, b) - pentru sarcini mici;

- *lagaruirea cu reglarea jocului axial*: preluarea fortelor axiale se face de catre fiecare lagar in cate un sens (montaje in "X" sau in "O") - fig. 17, a, b .

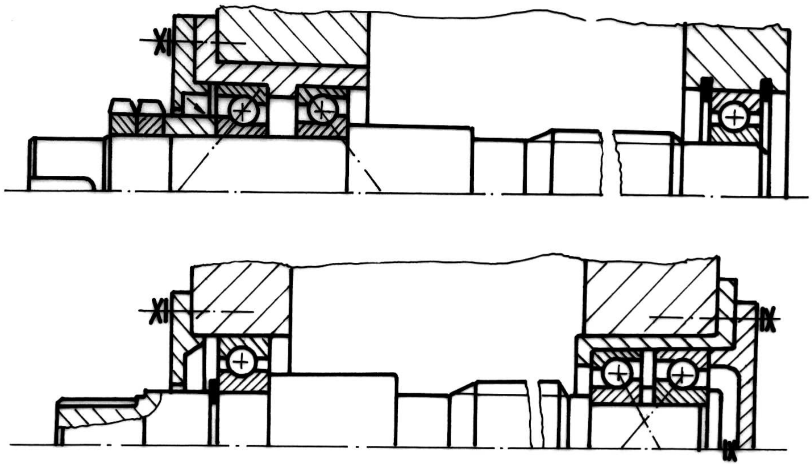
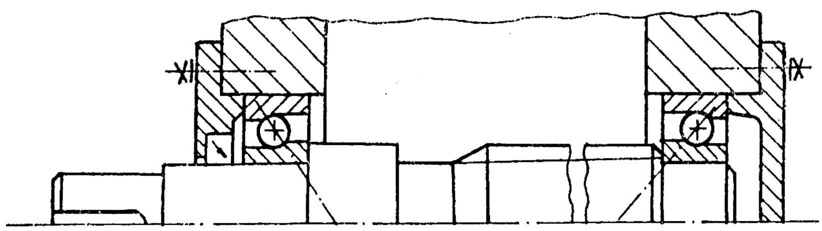
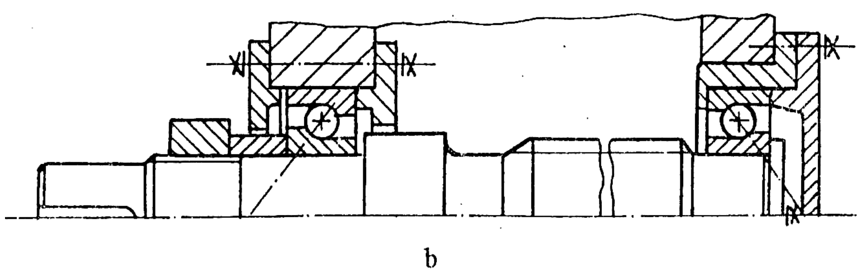


Fig. 16 Scheme de lagaruire cu preluarea fortelor axiale intr-un lagar



a



b

Fig. 17 Scheme de lagaruire cu preluarea fortelor in ambele lagare

Rulmentii utilizati pentru rezemarea surubului transmisiei elicoidale cu rostogolire sunt :

- *radial-axiali cu bile;*
- *radial-axiali cu bile cu contact unghiular*: au unghi de presiune mare (60^0) si pot prelua eforturi axiale mari. Ei se monteaza de preferat in perechi (grupari in "X", in "O" sau in tandem) sau cu un al doilea rulment care preia eforturile in sens opus (fiecare lucreaza in cate un sens); se utilizeaza pentru realizarea unei rigiditati mari la ambele capete;
- *radiali cu role* sau *cu ace*: se folosesc pentru a completa lagarele cu rulmenti axiali cu ace. Inelul special al rulmentilor axiali joaca simultan si rolul de inel exterior al rulmentului cu ace. Latimea inelului interior este ajustata pentru a corespunde inelului exterior cu bucsa-distantier, astfel incat sa fie realizata o preincarcare axiala prin strangere cu o piulita canelata.

Sub actiunea fortei de pretensionare a rulmentilor din reazemele surubului transmisiei elicoidale cu rostogolire surubul este intins ca rezultat al montajului, iar preincarcarea creste in consecinta.

Suruburile cu bile rigide trebuie sa se proiecteze in asa fel incat sa nu se deplaseze sub actiunea fortelor de lucru sau datorita dilatarii produsa ca rezultat al caldurii degajate prin frecare.

La *proiectarea* unor *lagare rigide* ale surubului cu bile trebuie respectate urmatoarele reguli :

- rulmentii cu role sau cu ace sunt preferati rulmentilor cu bile (daca este posibil) datorita contactului liniar si deci a rigiditatii mai mari;
- rulmentii axiali trebuie sa fie intotdeauna pretensionati;
- legaturile rigide trebuie sa imbine suprafete separate (stifturi de imbinare rigide);
- se evita utilizarea inelelor distantiere, pentru a micsora numarul de suprafete in contact care reduc rigiditatea;
- suprafetele de contact de la montaj trebuie prelucrate prin rectificare pentru a asigura un raport al suprafetelor de contact mare si rigiditate mare.

6.1.10. Rigiditatea elementelor constructive si a TSPB

La proiectarea unui echipament sau unei instalatii mecanice, trebuie considerata **rigiditatea axiala** a sistemelor de actionare care contin **TSPB** pentru a garanta un grad ridicat de precizie a pozitionarii, cu asigurarea transmiterii si transformarii miscarii cu randament cat mai mare.

Rigiditatea unui element este definita ca raportul intre sarcina aplicata si deformatia elementului respectiv datorata incarcarii.

Aplicarea unei sarcini axiale F_a conduce la aparitia deformatiilor elastice Δl_i pe ariile de contact intre bile si caile de rulare de pe suprafata surubului si piulitei exemplificate in fig. 18, astfel incat rigiditatea poate fi exprimata estimativ, pe baza formulei de compresiune a lui Hertz din Rezistenta materialelor, cu relatia:

$$R_i = \frac{d(F_a)}{d(\Delta l_i)} \qquad i = S, P \tag{26}$$

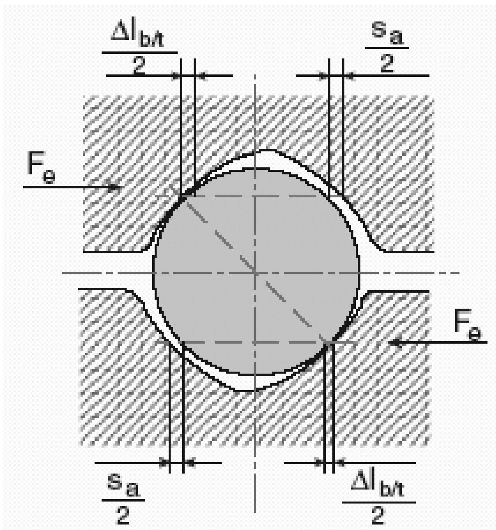


Fig. 18 Jocul axial in **TSPB**

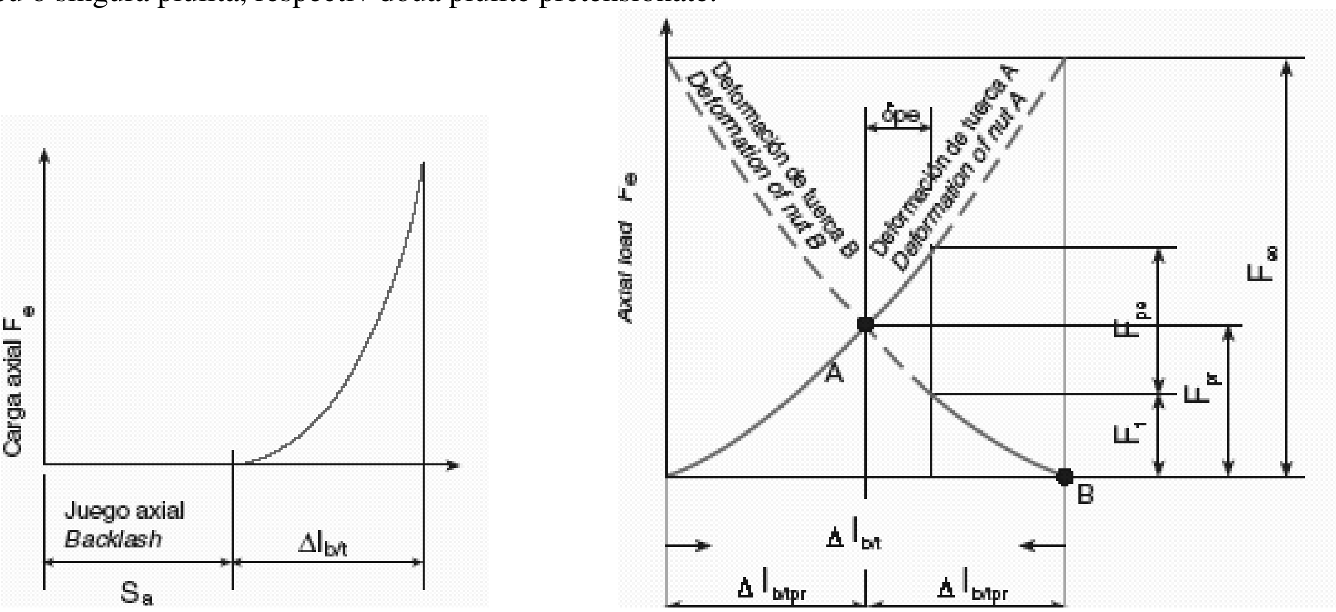
In continuare, se fac urmatoarele ipoteze de calcul:

- factorul de deformatie a piulitei este constant in toate directiile;
- distributia egala a sarcinii pe bile si caile de rulare;
- nu exista erori de prelucrare;
- unghiurile de contact nu variaza in functie de incarcare;
- nu se iau in considerare deformatiile datorate jocului axial.

Valoarea deformatiei Δl_i depinde in principal de sarcina aplicata, diametrul nominal, numarul si diametrul bilelor incarcate, conformitatea si unghiul de contact.

Piulitele pretensionate nu prezinta deformatii atat de mari ca cele cauzate de sarcini mici asupra piulitelor fara pretensionare, ceea ce asigura o rigiditate mai mare pe ariile de contact intre bile si canalele elicoidale.

In fig. 19, a şi b sunt reprezentate curbele de variatie ale deformatiilor elastice Δl_i pentru constructii de **TSPB** cu o singura piulita, respectiv doua piulite pretensionate.



a b

Fig. 19 Variatia deformatiei pe ariile de contact la **TSPB**

Rigiditatea totala a piulitei se determina, tinand seama de abaterile de prelucrare, prin introducerea unui factor de corectie k_R care acopera erorile dimensionale, gradul de finisare a suprafetei si erorile de asamblare a piulitei pe surub cu relatia:

$$\frac{1}{R_P} = \left(\frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_{PS}} \right) \cdot \frac{1}{k_R} \tag{27}$$

Rigiditatea transmisiei surub-piulita cu rostogolire. Luand in considerare sistemul de lagaruire al surubului, se defineste *rigiditatea transmisiei elicoidale cu rostogolire*:

$$\frac{1}{R_t} = \frac{1}{R_{S1,2}} + \frac{1}{R_p} \tag{28}$$

in care : R_S - rigiditatea surubului ;
R_p - rigiditatea piulitei.

Pentru suruburile lagaruite la un singur capat rigiditatea este date de relatia:

$$R_{S1} = \frac{F}{\Delta l_S} = \frac{\pi \cdot d_S^2 \cdot E}{4 \cdot L} \tag{29}$$

in care: F - sarcina axiala de lucru;

Δl_s - alungirea surubului la forta axiala F ;

d_s - diametrul interior al surubului ;

E - modulul de elasticitate longitudinal al materialului surubului

L - lungimea surubului.

Pentru suruburile lagaruite la ambele capete rigiditatea este calculata cu relatia :

$$R_{S2} = 4 \cdot R_{S1} \tag{30}$$

Rigiditatea piulitei se compune din rigiditatea de contact si rigiditatea elementelor componente conform relatiei :

$$\frac{1}{R_p} = \frac{1}{R} + \frac{1}{R_c} \tag{31}$$

Pentru simplificarea calculelor se recomanda: $R_p=0.6 \cdot R$ (rigiditatea R este determinata in cataloage).

6.1.11. Caracteristici constructive si functionale specifice TSPB

La transmisiile elicoidale cu rostogolire apar o serie de particularitati constructive si functionale cum sunt: sistemele de recirculare a bilelor, ungerea si sistemele de etansare, randamentul, durabilitatea si capacitatea dinamica de baza.

a) Particularitati constructive

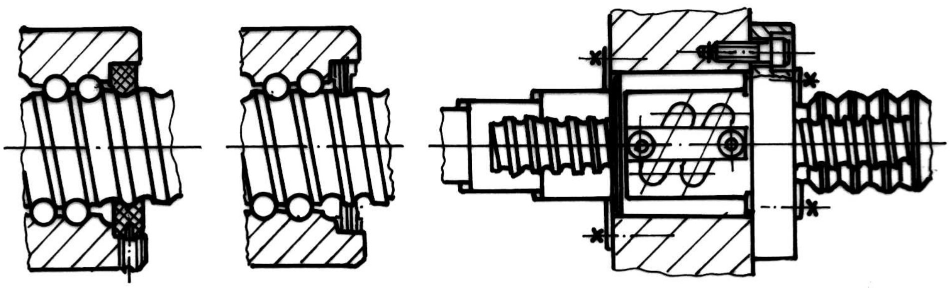
Sistemele de recirculare a bilelor sunt necesare in constructia cuplei elicoidale deoarece bilele care se rostogolesc in canalele din surub si piulita trebuie sa formeze un circuit inchis, fiind introduse in permanenta in zona de lucru. In general se utilizeaza dioua variante de sisteme de recirculare :

- in interiorul piulitei : urmareste scoaterea bilelor din zona contactului prin diferite piese specifice, astfel incat piulita seamana cu un pachet de 3 - 6 rulmenti alaturati ; are avantajul ca blocarea unui "rulment"-circuit nu influenteaza functionarea piulitei ;
- in exteriorul piulitei : recircularea bilelor se realizeaza prin: teava, perete sau pene speciale prevazute in exteriorul piulitei, ceea ce face ca piulita sa semene cu un rulment masiv cu 3 - 6 randuri de bile ; are dezavantajul ca cea mai mica poticnire poate duce la blocarea definitiva a piulitei pe filetul surubului. Aceasta metoda este utilizata pentru obtinerea unui gabarit redus (lungimea piulitei este cu 50% mai mica decat la prima varianta).

Pentru **ungerea** cuplelor elicoidale se recomanda :

- uleiuri cu vascozitate ridicata : la viteze mici, sarcini mari si/sau temperaturi ridicate ;
- uleiuri cu vascozitate scazuta : cand functionarea se face la temperaturi scazute si nu apar variatii mari de temperatura.

Pentru protectia cailor de rulare si a corpurilor de rostogolire impotriva patrunderii impuritatilor se folosesc **sisteme de etansare** - cu garnitura (fig. 20, a), cu perie (fig. 20, b) - sau **sisteme de etansare si protectie** - telescopice sau cu burduf (fig. 20, c).



a b c

Fig. 20 Sisteme de etansare si protectie a cuplei elicoidale

b) Particularitatile functionale ale TSPB

• ***Flambajul*** reprezinta ruperea ansamblului surub cu bile la aplicarea unei sarcini axiale mai mica decat capacitatea statica de baza C_0.

Sarcina axiala de compresiune pe care o poate suporta este o functie de diametrul surubului, lungimea si modul de rezemare (fig. 16) si se poate calcula cu relatia:

$$F_{cf} = F \cdot f_c \cdot c_{af} \tag{32}$$

in care: F_{cf} - forta critica (admisibila) de flambaj;

f_c - factor de corectie functie de tipul de fixare;

c_{af} - coeficient admisibil de siguranta la flambaj (cu valori intre 0.5 si max. 0.8).

Forta critica de flambaj se determina cu relatia lui Euler:

$$F_{cf} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{\min}}{L^2} \tag{33}$$

unde: E - modulul de elasticitate longitudinal al materialului surubului; $I_{\min}$ - momentul de inertie minim al sectiunii transversale a surubului cu bile, dat de:

$$I_{\min} = \frac{\pi \cdot d_2^2}{64} \tag{34}$$

si L - lungimea de flambaj.

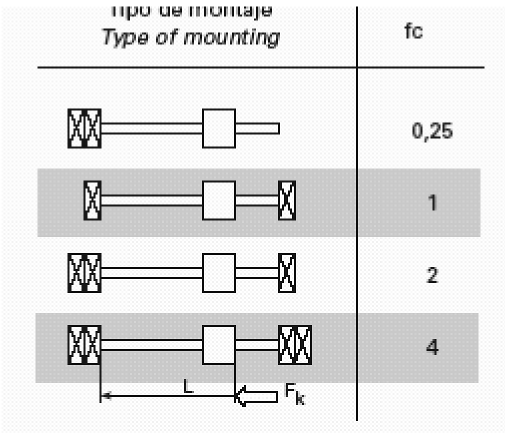


Fig. 21 Factorul de corectie pentru flambajul surubului cu bile

• ***Turatia critica* si *turatia maxima***

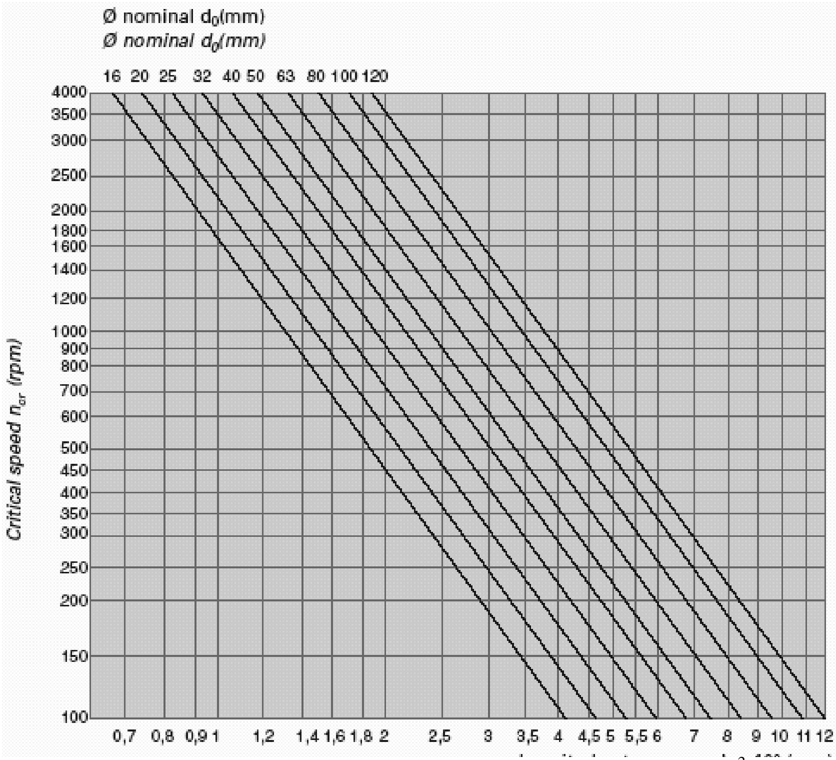
Pentru functionarea corecta a **TSPB** se recomanda utilizarea la o turatie cat mai departata de frecventele proprii de vibratie, astfel incat sa fie evitata rezonanta arborelui filetat cu bile si sa nu existe nici un dezechilibru sau defectare legata de aceasta.

Turatia critica n_{cr} depinde de diametrul surubului, lungimea dintre lagare si tipul rezemarii fig. 22.

Turatia maxima admisa se calculeaza cu relatia:

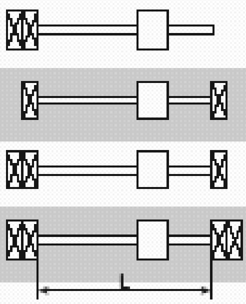
$$n_{\max} = n_{cr} \cdot f_{cr} \cdot c_{af} \tag{35}$$

in care: f_{cr} - coeficient de corectie functie de tipul de rezemare a surubului, fig. 23.



Distanta între reazeme L x 10^3 [mm]

Fig. 22 Turația critică a TSPB



Type of mounting	K1	λ	fcr
	40	1,9	0,35
	120	π	1
	180	3,95	1,45
	270	4,75	2,25

Fig. 23 Factorul de corectie pentru turatia maxima

• ***Capacitatea statica de baza*** C_0 reprezinta sarcina axiala maxima care, aplicata intregului sistem surub-piulita cu bile, determina o deformatie permanenta de $10^{-4} \cdot D_W$ intre bila si caile de rulare.

• ***Capacitatea dinamica de baza*** C este forta axiala, de valoare si directie constanta, care actionand asupra unui lot de **TSPB**, aparent identice, o poate suporta pentru o durabilitate de 10^6 rotatii.

Deoarece atat capacitate statica cat si cea dinamica de baza sunt date pentru conditii concrete de functionare, se introduc valori modificate ale celor doua marimi prin relatiile:

$$C_{0M} = C_0 \cdot f_{H0} \cdot f_{ap}$$
$$C_M = C \cdot f_H \cdot f_m \cdot f_{ap} \tag{36}$$

in care: f_{H0}, f_H - factori de duritate corespunzatori variatiei duritatii suprafetelor elicoidale din **TSPB** ca in fig. 24; f_{ap}- factor de prelucrare (functie de abaterile introduse) cu valori date pentru trei clase de tolerante in tabelul 1; f_m- factor de material care ia in considerare tipul procesului de topire a otelului ca in tabelul 2.

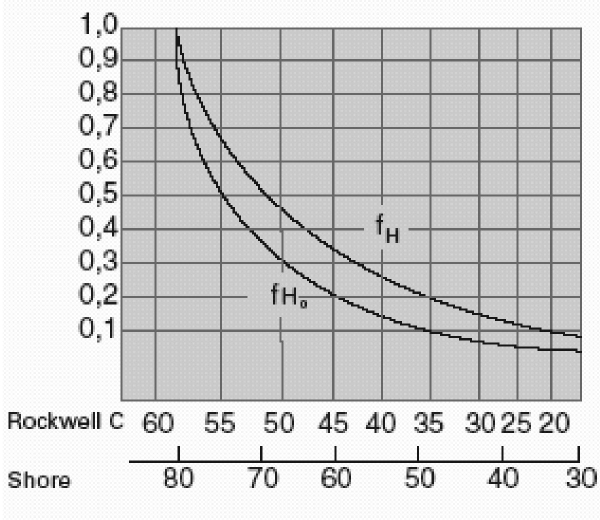


Fig. 24 Coeficientul de corecție funcție de duritate

Tabelul 1

Clasa de toleranta	1 - 5	7	10
f_{ap}	1	0.9	0.7

Tabelul 2

Material surub cu bile	f_m
Otel turnat obisnuit	1
Otel turnat cu in vacuum	1.25
Otel retopit	1.44
Otel dublu retopit	1.71

Daca turatia de lucru este mai mica decat 10 rot/min surubul cu bile trebuie ales astfel incat C_0 sa fie mult mai mare decat incarcarea maxima aplicata $F_{\max}$. Astfel coeficientul de sigurata static definit ca:

$$c_s = \frac{C_{0M}}{F_{\max}} \tag{37}$$

are valori uzuale dupa cum urmeaza:

- pentru functionare normala $c_s = 1...2$;
- pentru functionare cu socuri sau vibratii $c_s = 2...3$;
- pentru conditii de functionare severe $c_s > 3$.

• ***Durabilitatea***

Pentru determinarea probabilitatii de supravietuire (durabilitatii) a unei **TSPB** se considera conditiile de oboseala rezultate din tensiunea la care sunt supuse elementele constructive, orice deteriorare cauzata de uzare asupra bilelor si canalelor elicoidale, impreuna cu scaderea ulterioara a preciziei. Uzura si defectarea transmisiei sunt puternic influentate de conditiile de functionare, ungerea, intretinerea, ...

Durabilitatea nominala $L. L_h$ este definita ca numarul de rotatii (sau ore de functionare la la un numar constant de rotatii) care se ating pentru 90% sau mai mult dintr-un lot de **TSPB** identice pana la observarea primelor semne de oboseala care se dezvolta in materialul unuia dintre elementele constructive. Relatia de calcul este similara cu cea de la rulmentii cu bile si are urmatoarea forma:

$$L = \left(\frac{C_M}{F_e} \right)^3 \cdot 10^6 \qquad \text{[rotatii]} \qquad (38)$$

in care: F_e - sarcina dinamica echivalenta, exprimata in [N] data de:

$$F_e = F \frac{f_d}{f_H} \qquad (39)$$

cu: f_d - coeficient dinamic ales in functie de regimul de functionare din tabelul 3.

Tabelul 3

Regimul de functionare	f_d
Turatie mica, sarcina fara socuri	1 - 1.2
Conditii normale	1.2 - 1.5
Turatii obisnuite, sarcina cu socuri	1.5 - 2.5

O piulita pretensionata simetric reprezinta un sistem in care un acelasi numar de canale elicoidale din fiecare jumatate de piulita sunt solicitate una catre cealalta. Sarcina axiala dinamica echivalenta preluata de cele doua piulite F_{e1} si F_{e2} depinde de forta de pretensionare F_p si sarcina dinamica echivalenta F_e.

6.1.12. Domenii de utilizare

In aplicatiile practice se utilizeaza *suruburi cu bile cu o singura piulita* pentru cresterea randamentului in transmiterea miscarii si *suruburi cu bile pretensionate formate din doua piulite* pentru transmiterea unor miscari de mare precizie si rigiditate sporita.

Domeniile de utilizare a transmisiilor cu surub cu bile sunt: industria constructoare de masini-unelte (in componenta mecanismului de avans mecanic), agregate din compunerea liniilor automate, masini-unelte cu comanda numerica, mecanica fina, transmisii de precizie, roboti industriali, industria de avioane (deschiderea trenului de aterizare), industria aerospatiala, reactoare nucleare, autovehicule rutiere, autocamioane si tractoare (in componenta mecanismului de directie), constructia motoarelor liniare, echipamente medicale si accesorii din cadrul spitalelor (mese de operatii, scaunele pentru persoanele cu handicap), echipamente periferice (in componenta imprimantelor cu rol de a deplasa capul de scriere in lungul paginii).

♦ **Industria constructoare de masini :**

- Masini unelte cu comanda numerica (CNC): - centre de prelucrare, strunguri, masini de rectificat;
- Mecanica fina : - transmisii de precizie;
- Masini de tiparit;
- Masini de impachetat;
- Masini pentru obtinerea de mase plastice;
- Roboti industriali;
- Echipamente de ridicare;
- Mese X-Y;
- Prese;

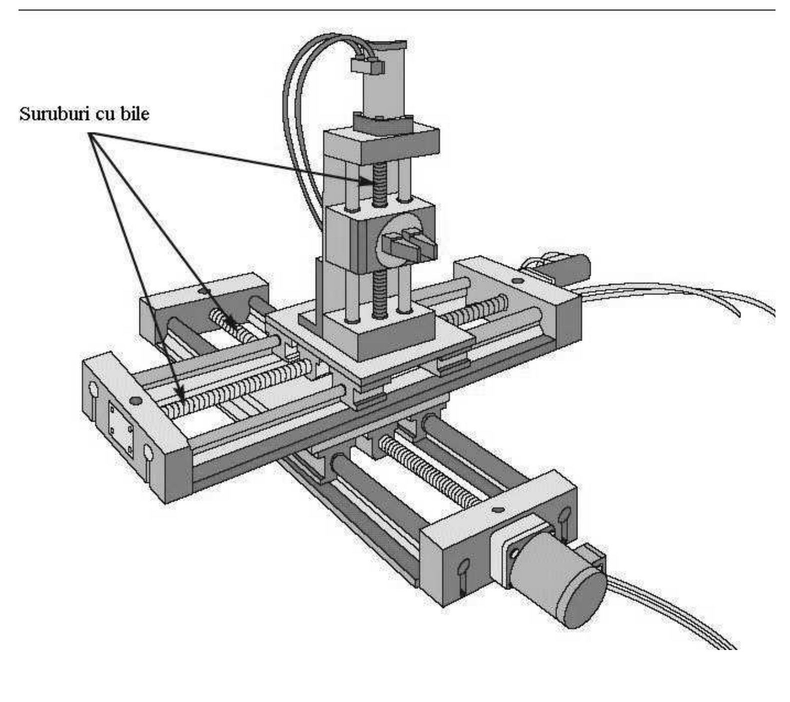


Fig. 20 TSPB din componenta masinilor-unelte si roboti industriali

— Masini unelte : - mecanismul de avans mecanic

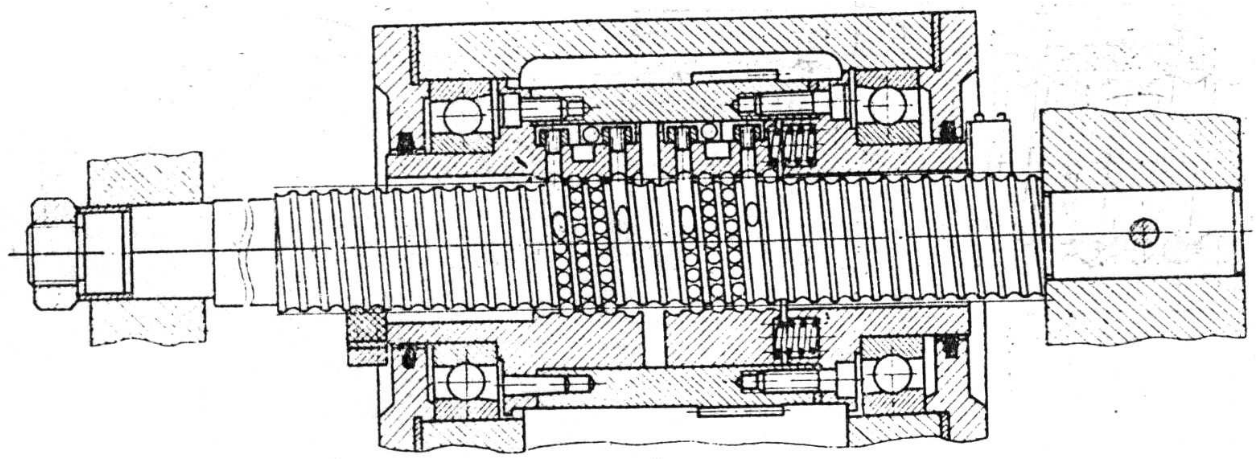


Fig. 21 TSPB cu doua piulite
(cap de frezat la o masina-unealta cu comanda program)

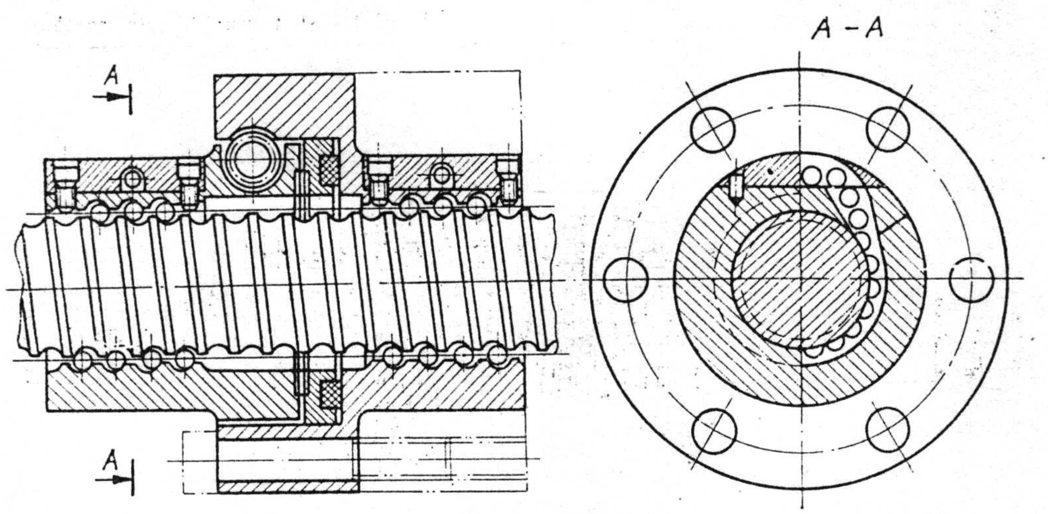


Fig. 22 TSPB cu doua piulite cu actiune unilaterala de franare
(avansul vertical la o masina de frezat cu comanda program)

♦ **Industria metalurgica**

♦ **Industria Auto**

- mecanismul de directie → autovehicule rutiere;
→ autocamioane;
→ tractoare.

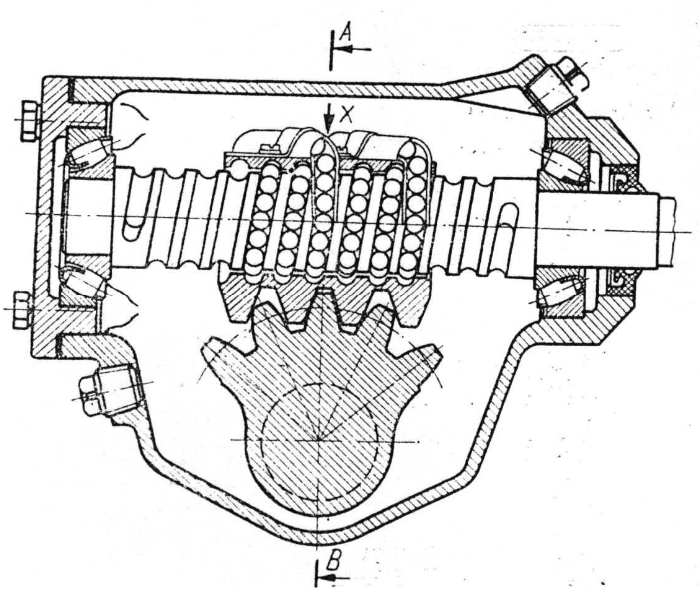


Fig. 23 TSPB din componenta mecanismului de directie

- motoare liniare

♦ **Industria nucleara**

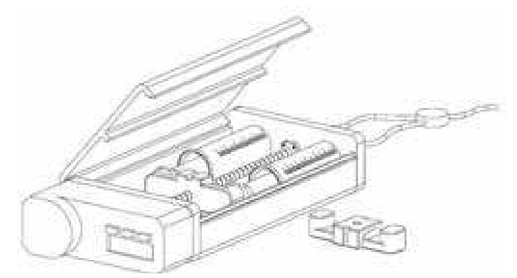
♦ **Industria alimentara**

♦ **Industria farmaceutica**

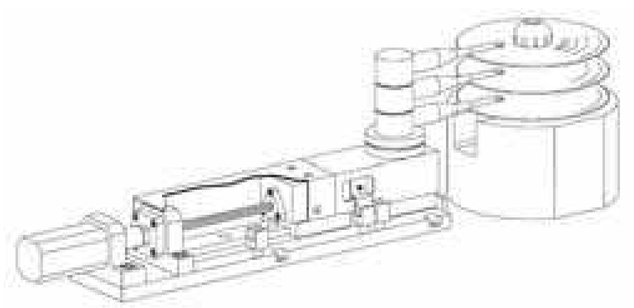
♦ **Echipamente si accesorii**

● ***medicale***

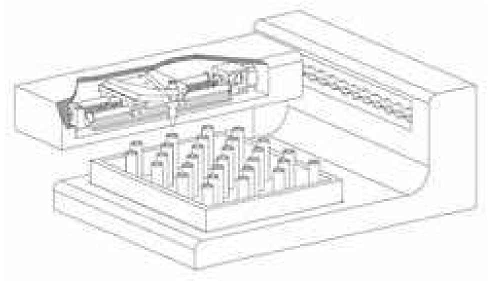
- roboti medicali;
- paturi de spital;
- mese de operatii;
- scaune pentru persoane cu handicap



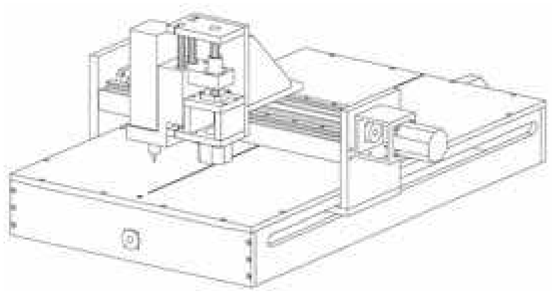
● ***de fabricare a semiconductorilor***



● ***de laborator***



● ***pentru gravat***



● ***periferice*** : - imprimante (deplasarea capului de scriere in lungul paginii);
- copiatoare

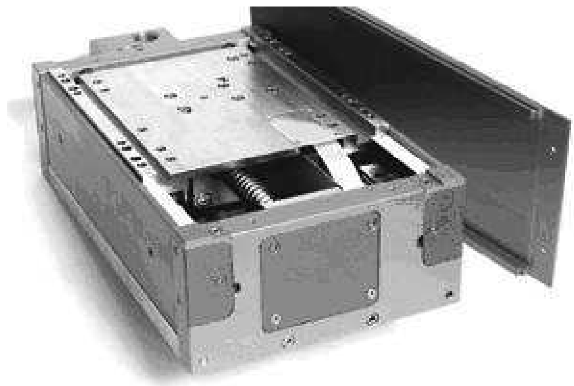
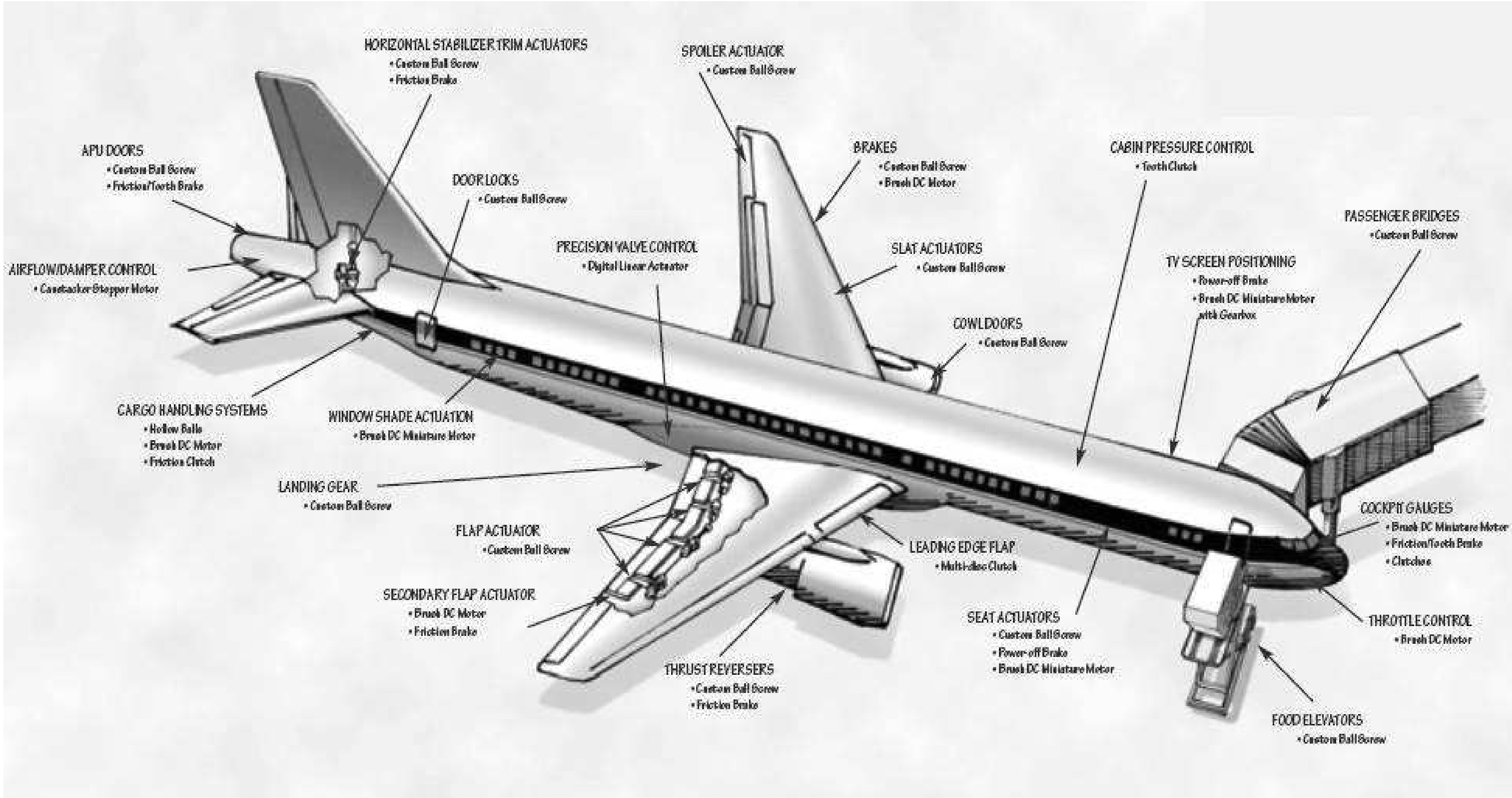


Fig. 24 TSPB din componenta echipamentelor

♦ **Industria Aerospatiala**: deschiderea trenului de aterizare;



6.1. Elemente constructive ale sistemelor de transmitere cu cremalieră

Din categoria sistemelor de transmitere mecanice pentru transformarea directă a mişcării de rotaţie în translaţie face parte şi sistemul de transmitere cu cremalieră **STC**, care înlocuieşte transmisia cu şurub de mişcare în cazul când: lungimea acestuia este mare (pericol de flambare), apare deformarea sub acţiunea sarcinii axiale şi a greutăţii proprii pentru curse de lucru mari, frecvenţa de rotaţie a şurubului se regăseşte printre frecvenţele proprii (rezonanţa mecanică).

6.1.1. Generalităţi. Clasificare

Având drept criteriu de clasificare poziţia axelor de rotaţie care determină forma suprafeţelor de rostogolire şi definirea raportului de transmitere între elementul conducător *1* şi elementul condus *2* cu relaţia:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_1} = \frac{r_2\cos\delta_2}{r_1\cos\delta_1} \qquad (6.94)$$

prin utilizarea relaţiilor de definire a unghiurilor δ_1 şi δ_2, respectiv a razelor r_1 şi r_2:

$$tg\delta_1 = \frac{\sin\Sigma}{i_{12}+\cos\Sigma} \qquad (a)$$

$$tg\delta_2 = \frac{i_{12}\sin\Sigma}{1+i_{12}\cos\Sigma} \qquad (b)$$

$$r_1 = a\frac{1+i_{12}\cos\Sigma}{1+i_{12}^2+2\cdot i_{12}\cos\Sigma} \qquad (c)$$

$$r_2 = -a\frac{i_{12}(i_{12}+\cos\Sigma)}{1+i_{12}^2+2\cdot i_{12}\cos\Sigma} \qquad (d)$$

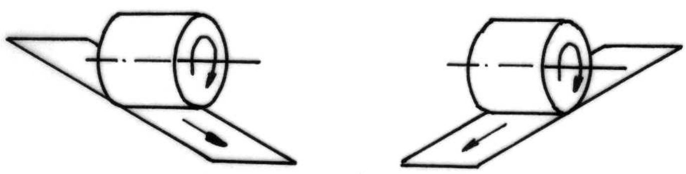
se constată că există două situaţii:

- când $\omega_1 = 0$ (elementul *1* are mişcare de translaţie) rezultă:
  - raportul de transmitere $i_{12} = 0$,
  - $\delta_1 = \Sigma$, $r_1 = a = \infty$ deci axa instantanee descrie, în raport cu elementul *1*, o suprafaţă de rostogolire plană,
  - $\delta_2 = 0$, deci roata *2* are suprafaţa de rostogolire cilindrică.

Dacă $\Sigma \neq 0$ şi $\Sigma \neq \pi$ atunci ***transmisia cu cremalieră*** este ***spaţială*** (cele două elemente constructive se deplasează paralel în plane diferite) – fig. 6.47, a.

Dacă $\Sigma = 0$ sau $\Sigma = \pi$ transmisia este ***plană***- fig. 6.47, b.

- când $\omega_2 = 0$ (elementul condus *2* are mişcare de translaţie), rezultă $i_{12} = \infty$ se obţin transmisii cu cremalieră similare situate în planul (i_{12}, Σ) pe dreapta $i_{12} = \infty$.

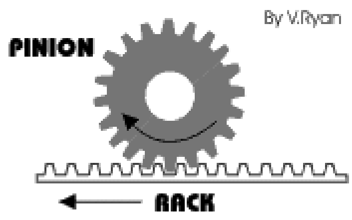


a **b**

Fig. 6.47 Tipuri de sisteme de transmitere cu cremalieră

Cele mai utilizate tipuri constructive sunt sistemele de transmitere *pinion cremalieră* şi *melc-cremalieră*.

6.1.2. Sistemul de transmitere pinion-cremalieră



Utilizarea acestui tip de transmisie mecanică (*Rack and pinion system)* în structurile mecatronice, care funcționează cu randament bun, de aproximativ 90%, este corespuzătoare în următoarele situații:

- mişcări fără condiții deosebite de precizie şi uniformitate;
- forțe mici;
- viteze mari;
- curse de lucru mai mari de 4 m;
- fără cerințe de autofrânare.

Domeniile de utilizare sunt limitate de dificultățile de a obține economic o cremalieră suficient de precisă.

Elementele constructive ale transmisiei reprezentată schematic în fig. 5 sunt: *pinionul 1* - cu mişcare de rotație şi *cremaliera 2* - care materializează cremaliera de referință cu ajutorul căreia se defineşte profilul danturii (dreaptă sau înclinată) roții dințate cu care angrenează (pinionul) - cu mişcare de translație

Sistemele de transmitere pinion-cremalieră **STPC** se utilizează pentru:

- transformarea mişcării de rotație în mişcare de translație – când pinionul este elementul conducător;
- transformarea mişcării de translație în rotație – când cremaliera este conducătoare.

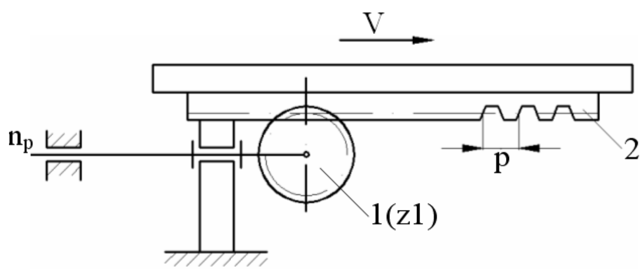


Fig. 6.48 Transmisia pinion-cremalieră

***Calculul geometric şi cinematic al* STPC** se realizează utilizând relațiile stabilite pentru transmisia cu roți dințate cilindrice, cu următoarele *particularități*:

● Datorită transformării mişcării, din punct de vedere cinematic transmisia pinion-cremalieră nu este caracterizată prin raport de transmitere, ci de *raportul de transfer*, care reprezintă legătura dintre turația pinionului n_1 şi viteza v_2 de deplasare a cremalierei, pornind de la egalitatea vitezelor celor două elemente constructive:

$$v = v_2 = v_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 = \pi \cdot m \cdot z_1 \cdot n_1 = p \cdot z_1 \cdot n_1 \quad \text{[mm/min]} \tag{6.95}$$

în care: d_1 - diametrul de divizare al pinionului;
m - modulul danturii;
z_1 - numărul de dinți ai pinionului;
p - pasul danturii.

Din relația anterioară se defineşte *raportul de transfer*:

$$i_{12} = \frac{n_1}{v_2} \quad \text{[rot/mm]} \tag{6.96}$$

● *Deplasarea de profil* se aplică numai pinionului, coeficientul deplasării de profil fiind dat de relația:

$$x_1 = \frac{a_w - a}{m} \tag{6.97}$$

în care: a_w - distanța nominală (standardizată) dintre axe – care se poate calcula cu relația:

$$a_w = r_{w1} + \delta \cdot m = r_1 + x_1 \cdot m + \delta \cdot m = m \cdot \left(\frac{z_1}{2} + x_1 + \delta \right) \qquad (6.98)$$

iar a - distanța de referință dintre axe dată de:

$$a = r_1 + \delta \cdot m = m \cdot \left(\frac{z_1}{2} + \delta \right) \qquad (6.99)$$

unde: δ este coeficientul bazei de aşezare a cremalierei.

● *Unghiul de angrenare* este întotdeauna $\alpha_w = \alpha_0$, indiferent de mărimea şi sensul deplasării de profil, deoarece linia de angrenare este normala comună la profilele dinților şi deci este perpendiculară pe flancurile cremalierei.

● Fenomenul de *interferență* (*subtăiere* sau *ascuțire*) ***a dinților*** apare numai la pinion, cu aceleaşi efecte ca la transmisiile cu roți dințate cilindrice.

● *Gradul de acoperire* se determină ca în fig. 6.49 cu relația:

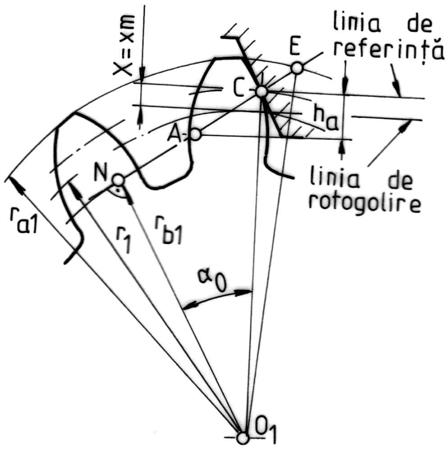


Fig. 6.49 Elementele geometrice ale **STPC**

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - r \cdot \sin\alpha_0 + m \cdot \dfrac{h_{0a}^* - x_1}{\sin\alpha_0}}{\pi \cdot m \cdot \cos\alpha_0} > 1{,}2 \qquad (6.100)$$

în care: α_0 - unghiul profilului de referință al dintelui.

Observație: la deplasări pozitive, ε scade sensibil.

Modul de realizare a angrenării dinților elementelor constructive ale STPC, pe segmentul de angrenare, este reprezentat în fig.6.50.

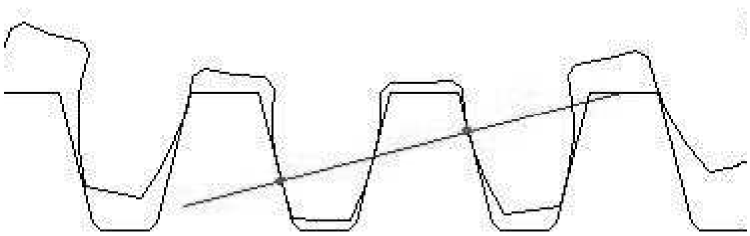


Fig. 6.50 Realizarea angrenării la STPC

● ***Viteza de translație a cremalierei*** este constantă $v_2 = \omega_1 \cdot r_1$, oricare ar fi mărimea deplasării de profil.

● ***Vitezele de rostogolire*** pentru punctul de contact *C*, considerat pe fiecare din cele două elemente constructive, sunt diferite:

- pentru pinion: $u_1 = \omega_1 \cdot (r_1 \cdot \sin\alpha_0 + l)$ (6.101)
- pentru cremalieră: $u_2 = \omega_1 \cdot r_1 \cdot \sin\alpha_0$ (6.102)

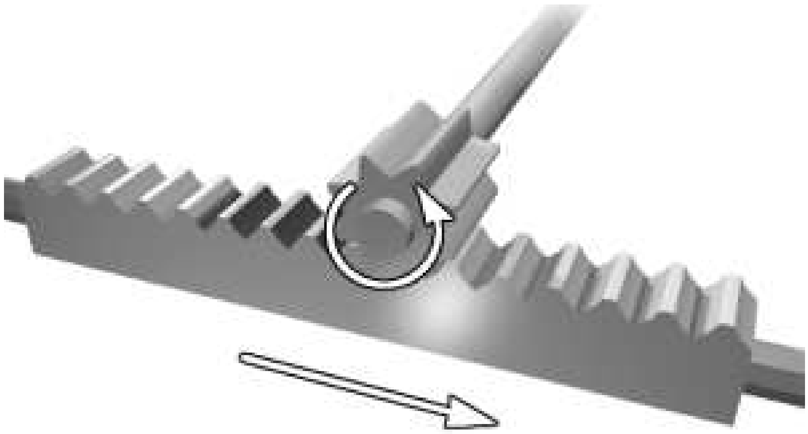
● ***Viteza de alunecare între flancuri*** apare datorită diferenței celor două viteze de rostogolire:

$$v_{al} = u_1 - u_2 = \omega_1 \cdot l \qquad (6.103)$$

unde l reprezintă distanța, măsurată în lungul segmentului de angrenare, de la polul angrenării la punctul de contact; convențional se consideră *negativă* când punctul se află pe segmentul de intrare în angrenare $\overline{AC}$ şi *pozitivă* pe segmentul de ieşire din angrenare $\overline{CE}$.

Tipurile constructive de **STPC** (fig.6.51) se deosebesc prin:

- modul de plasare a danturii pe cremalieră:
  - pe o singură față (a);
  - pe ambele fețe (b);
- forma exterioară a suprafeței cremalierei:
  - plană (a);
  - clindrică (b);
- lungimea pinionului:
  - scurt (a);
  - lung (b);



a



b

Fig. 6.51 Tipuri constructive de STPC

Calculul de rezistență al elementelor constructive ale transmisiei pinion-cremalieră constă în *dimensionarea danturii* din condiția de rezistență la solicitarea de contact a dinților cu relația tensiunii hertziene de la angrenajele cilindrice cu dantura dreaptă, respectiv înclinată:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot E'}{b \cdot d_1 \cdot \sin 2\alpha_0}} \leq \sigma_{Ha} \qquad (6.104)$$

în care: F_{t1} - forța tangențială care acționează asupra pinionului, determinată în funcție de momentul de torsiune T_1 transmis, cu relația:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \qquad (6.105)$$

unde: b - lățimea danturii pinionului - exprimată prin:

$$b = \psi_d \cdot d_1 \qquad (6.106)$$

coeficientul de lățime ψ_d fiind adoptat în funcție de condițiile de funcționare ale transmisiei pinion-cremalieră;

E' - modulul de elasticitate echivalent al materialelor pinionului şi cremalierei;

σ_{Ha} - tensiunea admisibilă de contact, stabilită funcție de condițiile de funcționare, clasa de precizie, duritatea flancurilor şi rugozitatea suprafețelor în contact.

Înlocuind ultimele două expresii în relația (6.104), se determină diametrul de divizare d_1 al pinionului, stabilind valoarea modulului danturii m ($m = d_1 / z_1$; z_1 - numărul de dinți ai pinionului), care se rotunjeste la o valoare superioară standardizată.

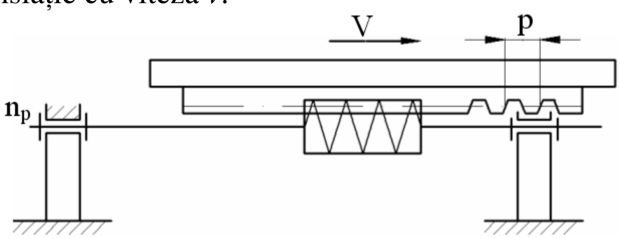
Transformarea inversă a mişcării, din translația cremalierei în rotația pinionului, se foloseşte la măsurari directe ale deplasărilor, când forțele transmise şi deformațiile dintre dinți sunt neglijabile, elementele constructive (pinionul şi cremaliera) fiind foarte precise şi fără joc în angrenare.

Rigiditatea totală a transmisiei pinion-cremalieră este independentă de cursa de lucru şi este determinată de rigiditatea torsională a arborelui pinionului şi de cuplul pinion-cremaliera dințată. Construcția întregului lanț cinematic trebuie să fie rigidă din punct de vedere torsional şi fără jocuri, acestea eliminându-se prin pretensionare.

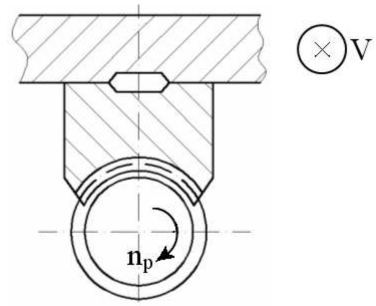
6.1.3. Sistemul de transmitere melc-cremalieră

Acest tip constructiv de transmisie danturată se utilizează frecvent în locul transmisiilor pinion-cremalieră pentru curse de lucru şi încărcări exterioare mari. Sistemul de transmitere melc-cremalieră **STMC** au avantajul unui mers mai liniştit şi uniform, fără zgomot şi vibrații, deoarece în angrenare se află simultan mai multe perechi de dinți, permit obținerea unei reducții puternice şi o precizie a deplasărilor mai mare. Dezavantajul transmisiei melc-cremalieră este randamentul mai scăzut (max. 0,8).

Elementele constructive ale transmisiei reprezentată în fig. 9 sunt: *melcul 1* cu mişcare de rotație şi *cremaliera 2* cu mişcare de translație cu viteza *v*.



a



b

Fig. 6.52 Transmisii melc-cremalieră

Melcul poate fi cu unul sau mai multe începuturi, după cum viteza cremalierei trebuie să fie mai mică sau mai mare. De obicei, în construcțiile industriale melcul se monteaza pe partea fixă, iar cremaliera pe partea mobilă (masa) a ansamblului.

Materialele utilizate pentru elementele transmisiei: melcul se execută din oțel cu rezistență ridicată, obținută prin tratament termochimic de cementare sau nitrurare, iar cremaliera din materiale antifricțiune (bronz sau fontă) şi realizată în construcție normală sau melcată (fig. 9, a, respectiv b).

Calculul cinematic este similar cu cel al transmisiei pinion-cremalieră cu deosebirea că în locul numărului de dinți z_1 se utilizează numărul de începuturi ale melcului.

Dimensionarea şi verificarea de rezistență se efectuează identic cu transmisia melcată clasică.

6.1.4. Aplicații ale sistemelor de transmitere cu cremalieră

Un bun exemplu de utilizare a sistemului pinion-cremalieră este reprezentat în fig. 6.53 la trenurile proiectate să se deplaseze pe pante abrupte. Roțile trenului sunt din oțel şi nu au cum să apase pe oțelul şinei de cale ferată. Obişnuit, greutatea trenului este suficientă pentru a permite deplasarea în siguranță şi cu viteză de-a lungul liniei. Pe de altă parte, dacă trenul trebuie să urce un deal abrupt este foarte probabil să alunece înapoi. Din aceste motive s-a adăugat un sistem pinion cremalieră: roata dințată mare situată în centrul trenului, iar liniei ferate I se ataşează o cale suplimentară dințată (cremaliera).



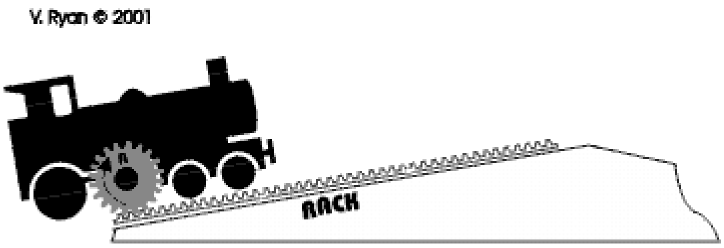
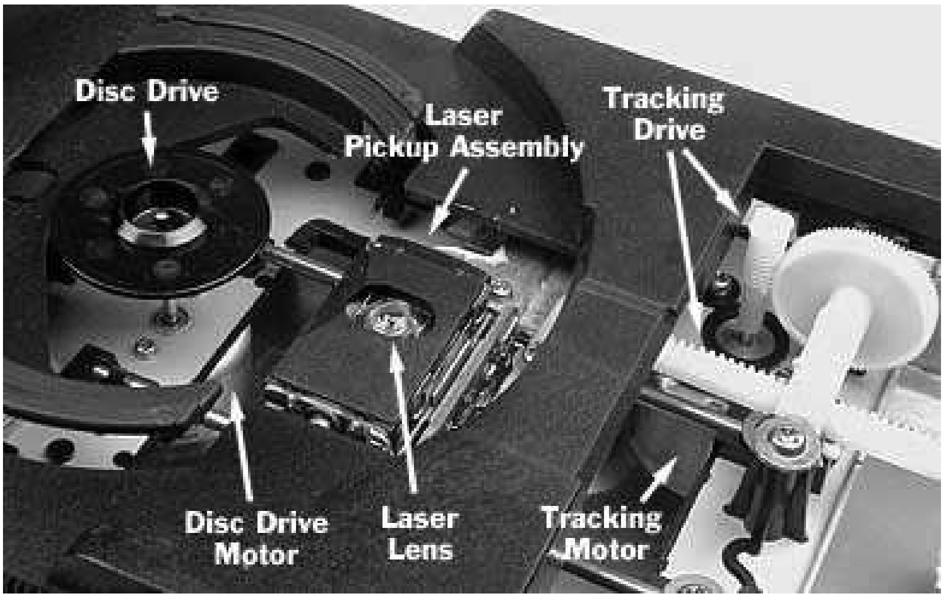


Fig. 6.53 Utilizarea STPC la trenuri

Între componentele unui CD Player este şi o transmisie pinion- cremalieră care are rolul de a deplasa ansamblul laser astfel încât raza laser să poată urmări traiectoria spirală, de aceea STPC trebuie să permită aceastădeplasare cu rezoluție de microni.



CD player-ul are rolul de a găsi şi citi datele stocate ca bumps pe CD. Având în vedere cât sunt de mici denivelările, CD player-ul este un echipament extrem de precis. Dispozitivul are trei componente principale:

- motor de acționare care roteşte discul la turație precis controlată între 200 şi 500 rpm în funcție de ce pistă este citită;
- un laser şi sistem de lentile de focalizare care citeşte denivelările;
- un sistem de transmisie care are rolul de a deplasa ansamblul laser astfel încât raza laser să poată urmări traiectoria spirală.